

Année 1965

N° d'ordre : 185

THÈSES

présentées

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE LYON

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR-INGÉNIEUR

PAR

René BORNEMANN

Ingénieur I. N. S. A.

PREMIÈRE THÈSE

**Contribution à l'étude de la lubrification
avec des métaux à bas point de fusion**

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

Soutenues le 29 Janvier 1965, devant la Commission d'Examen

MM. Ch. EYRAUD ... Président

L. SICARD }
M. GODET. } Examineurs

LYON

Imprimerie BOSC Frères
42, quai Gailleton, 42

1965

THÈSES

présentées

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE LYON

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR-INGÉNIEUR

PAR

René BORNEMANN

Ingénieur I. N. S. A.

PREMIÈRE THÈSE

**Contribution à l'étude de la lubrification
avec des métaux à bas point de fusion**

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

Soutenues le 29 Janvier 1965, devant la Commission d'Examen

MM. Ch. EYRAUD ...	Président
L. SICARD	} Examineurs
M. GODET.	



LYON

Imprimerie BOSC Frères
42, quai Gaillon, 42

1965



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41553416_0045

UNIVERSITE DE LYON
FACULTE DES SCIENCES

Doyens honoraires

MM. LONGCHAMBON, DOUIN, MOUSSA, GAUTHIER Henri.

Professeurs honoraires

MM. LOCQUIN, de LARAMBERGUE, SOLLAUD, MENTZER, MOUSSA, JAFFARD,
DOUIN, Henri EYRAUD, DEJARDIN, VIRET.

Doyen

M. BRACONNIER

Assesseurs

MM. MESNARD, BOIDIN

Professeurs

MM. LONGCHAMBON	Minéralogie
PRETTRE	Chimie industrielle
COURTY	Chimie-Physique
KUHNER	Botanique
MALECOT	Mécanique rationnelle et appliquée
PARIS	Chimie minérale
AUMERAS	Chimie
COLONGE	Chimie organique
JANIN	Physique générale
FLANDRIN	Géologie appliquée
BERNARD	Physique industrielle
DUFAY Jean	Astronomie
NIGON	Zoologie expérimentale
GAUTHIER Henri	Géologie générale
WAUTIER	Zoologie
CHOPIN	Chimie biologique
CUEILLERON	Chimie
BRACONNIER	Calcul différentiel et intégral
EYRAUD Charles	Chimie - Physique appliquée
SARAZIN	Physique nucléaire
BOIDIN	Microbiologie et Mycologie

MM. PERES	Physiologie
MESNARD	Electronique
GRANDMONTAGNE	Physique
BOUTILLIER	Minéralogie
LAFOUCRIERE	Physique nucléaire théorique
DREUX	Chimie organique
TEICHNER	Chimie industrielle
PAVANS DE CECCATTY	Zoologie
MERLIN	Chimie analytique
DUFAY Maurice	Physique de l'Atmosphère
LUBET	Physiologie
PHILBERT	Physique nucléaire
COHEN-ADAD	Chimie
DAVID Louis	Géologie générale
CHANEL	Psychophysiologie
MAURY	Méthodes mathématiques de la physique.
DEPRAZ	Physique nucléaire
GAUTHIER Jean	Chimie
GAUME	Physique expérimentale

Professeurs sans chaire

MM. FERON	Mathématiques
LAFORGUE	Physique
LEGAY	Zoologie expérimentale S. P. C. N.
UZAN	Physique S. P. C. N.
CHENEVOY	Géologie appliquée
GINET	Zoologie
ASCH	Physique
MICHEL Pierre	Minéralogie
DUCET	Biologie végétale
Mle MAITROT	Physique
MM. GEVIN	Géologie Générale
PONASSE	Mathématiques
d'INCAN	Physique
LEFEBVRE	Mathématiques
PERNET	Mathématiques
CHERY	Physique
BERGEON	Physique C. S. U.
Mle GAUTHERON	Chimie biologique

Maîtres de Conférences.

Mme	ERICSON	Physique générale
MM.	MARTEL	Mécanique
	MATHIEU	Mécanique des fluides
	ERBEIA	Physique
	DESCOTES	Chimie organique
	PICARD Philippe	Mathématiques
	LEMOIGNE	Botanique
	DEMARCO	Géologie générale
	MICHEL Georges	Biochimie
	LEBRETON	Biologie végétale
	DAVID Jean	Biologie animale
	TOUSSET	Chimie propédeutique
	FEUVRAIS	Physique Electricité
	PICARD Claude	Mathématiques
	SCHMITT	Physique M. P. C.
	LAURENT	Chimie organique
	ROT	Mathématiques
	BETHOUX	Mathématiques
Mle	CALAIS	Mathématiques
	GUSAKOW	Physique

Maître de Conférences adjoint

M.	PIERRON	Chimie
----	---------	--------

Conseiller Administratif

M.	BURNET
----	--------

Secrétaire Principal Honoraire

M.	ROUX
----	------

A mes Parents

En témoignage de ma gratitude
et de ma profonde affection

A ma Femme et à ma Fille

En témoignage d'amour

A tous ceux qui me sont chers

CONTRIBUTION A L'ETUDE
DE LA LUBRIFICATION AVEC DES
METAUX A BAS POINT DE FUSION

AVANT - PROPOS

Le présent travail a été effectué dans le Laboratoire de Frottement - Usure - Lubrification du Département de Mécanique de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. Que Monsieur Le Professeur C. EYRAUD, Directeur de ce Département, trouve ici l'expression de notre gratitude pour nous avoir accueilli dans son service de recherche, pour ses conseils, les facilités matérielles qu'il nous a procurées et l'honneur qu'il nous fait en acceptant la présidence de notre jury.

Cette étude a pu être menée à bien grâce à l'intérêt que Monsieur M. GODET, Maître de conférences à l'INSA, et Chef du service Lubrification, nous a constamment témoigné. Tout au long de nos recherches, il ne nous a ménagé ni critiques, ni encouragements. Nous lui en sommes vivement reconnaissant .

Nous remercions Monsieur L. SICARD, Maître de conférences à l'INSA pour sa collaboration dans la partie thermique et pour avoir accepté de faire partie de notre jury.

Qu'il nous soit permis d'adresser ici notre profonde gratitude à Monsieur le Dr. BARTEL de München pour avoir guidé nos premiers pas dans la science de la lubrification.

Nous ne saurions oublier tous nos camarades de laboratoire et le personnel technique qui surent créer un climat d'amicale sympathie et de fructueuse collaboration, en particulier Monsieur J. PERRIER.

INTRODUCTION

Les corps gras d'origine animale et végétale ont, depuis les temps les plus reculés, servi à lutter contre le frottement. Ce n'est qu'au siècle dernier que les huiles minérales font leur apparition, permettant de développer considérablement la technique de la lubrification. Toutefois, mêmes les huiles synthétiques, introduites au cours de la deuxième guerre mondiale ne répondent plus à toutes les exigences de la technique moderne. On est donc amené, dans certains cas, à étudier des matériaux susceptibles de prendre le relais de ces huiles.

La course à la conquête spatiale, les exigences toujours plus sévères qu'imposent aux techniciens les réalisations modernes obligent l'ingénieur à s'intéresser à des matériaux entièrement nouveaux ou à utiliser des matériaux connus à des fins nouvelles.

On connaît déjà l'utilisation de produits à faible coefficient de frottement, tels que certains polymères (téflon), les solides lamellaires (graphite, bisulfure de molybdène) (1) (2) (3) ^{*}, les gaz (4) et même le verre (tréfilage à chaud) (5).

Parmi les matériaux connus, utilisés à des fins nouvelles, les métaux à bas point de fusion communément employés comme refroidisseurs (piles atomiques, soupapes d'échappement creuses, etc) intéressent le spécialiste de la lubrification. Plusieurs études montrent que le mercure, le sodium et le potassium liquides, le gallium peuvent lubrifier des roulements à billes, des paliers ou des configurations géométriques particulières à diverses machines d'essais (6) à (14).

Indépendamment de leur valeur comme lubrifiants, les métaux liquides peuvent contribuer à l'étude fondamentale de la lubrification car ils possèdent des caractéristiques physiques très différentes de celles des huiles. En effet on sait que l'échelle de viscosité des hydrocarbures courants est très étendue, ce qui permet d'étudier facilement le rôle de la viscosité dans la lubrification. Par contre, l'étude du rôle refroidisseur du lubrifiant est plus complexe car il est plus difficile

^{*} Voir bibliographie à la fin du mémoire.

d'obtenir pour ces mêmes produits des caractéristiques thermiques très différentes. Les métaux à bas point de fusion dont les propriétés thermiques sont différentes de celles des huiles, nous permettent de mieux comprendre l'importance de ce problème.

Toutefois, l'emploi de ces matériaux n'est pas aisé, leur densité est élevée, ils sont en général solides à la température ambiante, ils dégagent des vapeurs nocives, ils sont corrosifs et s'oxydent rapidement à haute température.

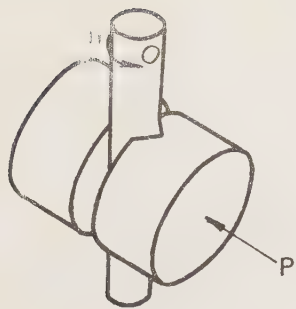
Parmi les métaux à bas point de fusion, on trouve les eutectiques du type "Métal de Wood". Nous avons choisi de soumettre quatre eutectiques à un banc d'essai classique de lubrifiants plutôt que d'analyser leur comportement dans une application particulière (roulements, engrenages, paliers, etc...). On compare les résultats obtenus avec les métaux à différentes températures (100 - 150 - 200 - 250° C) aux résultats donnés par deux huiles synthétiques, HS_1 et HS_2 , essayées dans les mêmes conditions.

Les températures maximales d'utilisation des deux huiles de référence sont, d'après le fabricant, respectivement de 300 et 500°C. L'huile HS_2 est un suspensioïde de bisulfure de molybdène dans l'huile HS_1 . La composition des métaux utilisés est donnée dans le tableau I.

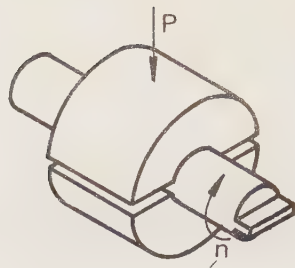
Les travaux sur le pouvoir lubrifiant sont complétés par l'étude de la variation de viscosité avec la température et du pouvoir d'évacuation calorifique.

TABLEAU I - Métaux utilisés (15)

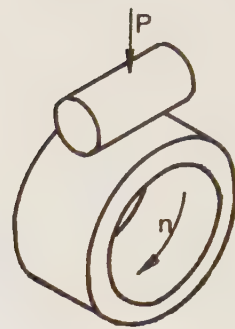
Métal	Composition %				Tempé- rature de fusion
	Bi	Pb	Sn	Cd	
Métal de Wood	50	25	12,5	12,5	70°C
Eutectique A	54	-	26	20	103°C
Eutectique B	52	40	-	8	91,5°C
Eutectique C	53	32	15	-	96°C



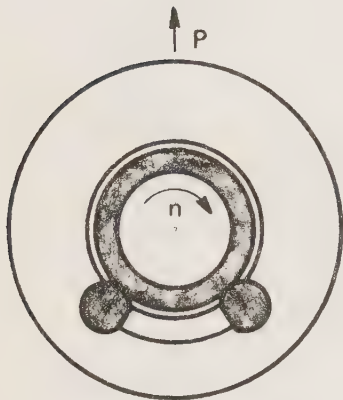
FALEX



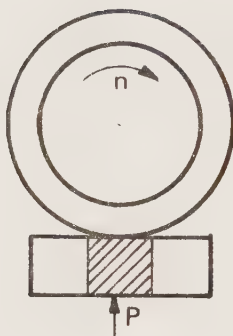
ALMEN - WIELAND



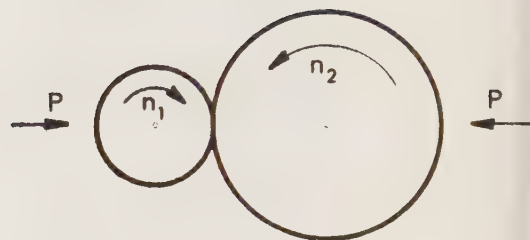
REICHERT



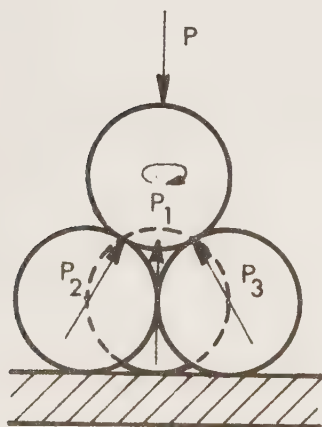
BARTEL



TIMKEN



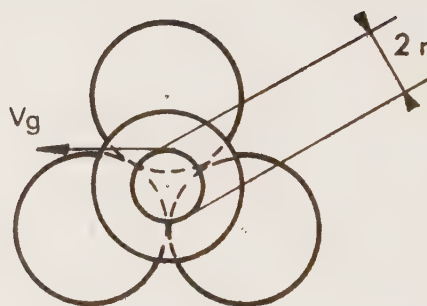
MACHINE A GALETS



Charge axiale : P

Charge aux points de contact :

$$P_1 = P_2 = P_3 = \frac{P}{\sqrt{6}}$$



Diamètre de contact : $2r$

$r = 3,67 \text{ mm}$

Diamètre des billes : $12,7 \text{ mm}$

MACHINE A 4 BILLES

FIG : 1 CONFIGURATION DES EPROUVETTES DE DIVERSES MACHINES D'ESSAIS DE LUBRIFIANTS

CHAPITRE I

ETUDE DU POUVOIR LUBRIFIANT

Il existe actuellement, de nombreuses machines d'essais de lubrifiants. Bien que leurs géométries soient différentes, elles servent toutes à mesurer, soit l'usure des éprouvettes en fonction du temps, de la charge ou de la vitesse, soit la charge de grippage. La figure 1 montre schématiquement la configuration des éprouvettes de diverses machines.

Pour notre étude, nous avons utilisé la "machine à quatre billes" dont la version originale est due à BOERLAGE (1933) (16). Cette machine ne nécessite aucun pompage du lubrifiant, opération délicate avec les métaux liquides. Le principe en est le suivant : quatre billes de diamètre $1/2''$ ($= 12,7$ mm), en acier Afnor 100 C 6, sont disposées suivant un tétraèdre (figure 1). La bille supérieure tourne à vitesse constante (1500 t/mn) sur les trois billes inférieures maintenues fixes, et sous charges verticales. Le contact ponctuel entre les billes fait que même pour de faibles charges, on obtient des pressions de contact élevées.

Pendant les 30 années suivant son élaboration, ce système a été modifié et amélioré par de nombreux utilisateurs, le principe restant évidemment inchangé (17) (18) (19). La version que nous avons employée est celle de la Royal Dutch-Shell, destinée à des essais à température ambiante.

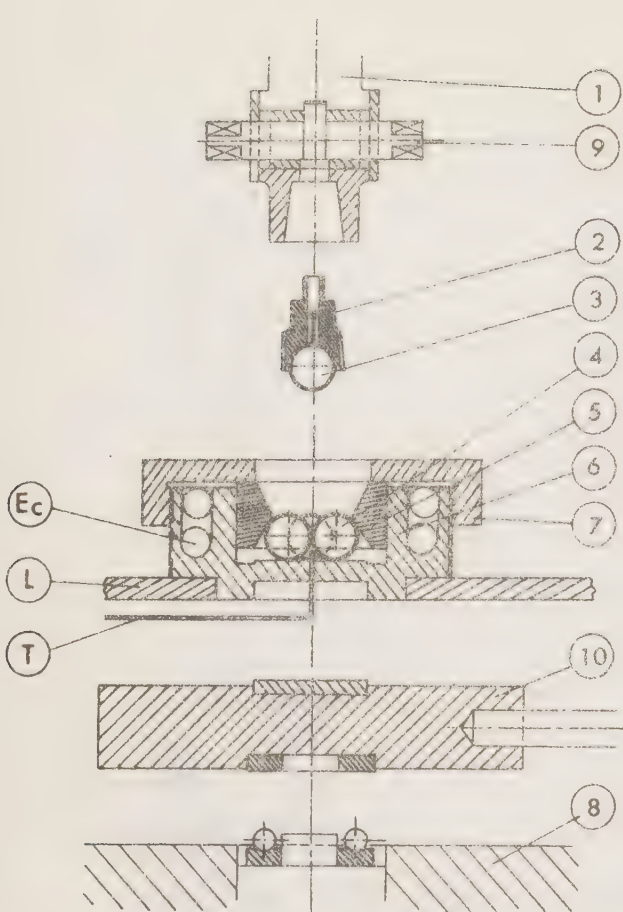


FIG. 2 — Coupelle modifiée

- | | |
|-------------------------------|--------------------------|
| 1; axe d'entraînement | 7; écrou de serrage |
| 2; mandrin de serrage | 8; palier de butée |
| 3; bille supérieure entraînée | 9; came |
| 4; billes inférieures fixes | 10; disque intermédiaire |
| 5; bague de serrage | Ec; élément chauffant |
| 6; coupelle d'essai | L; levier |
| | T; thermocouple |

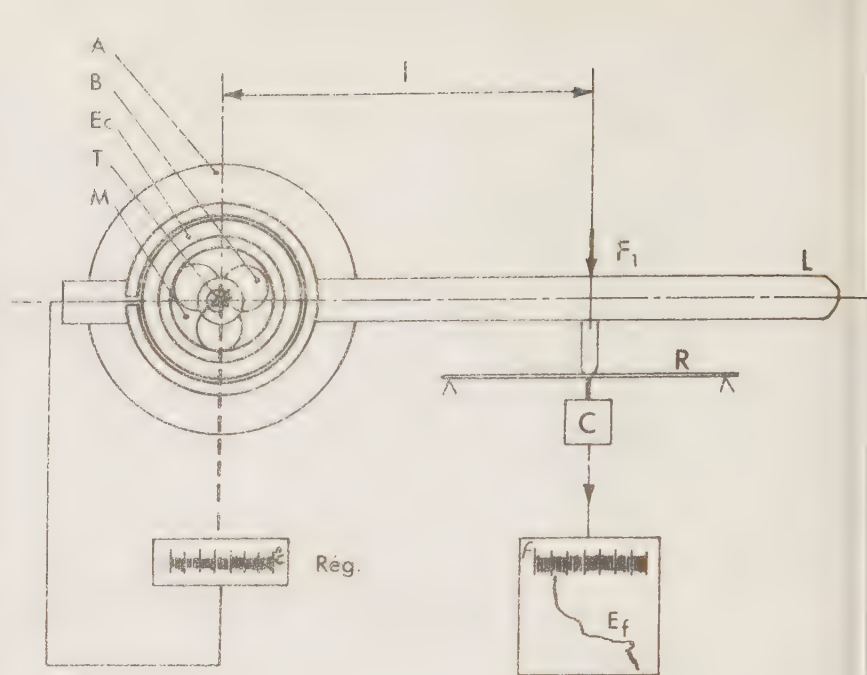
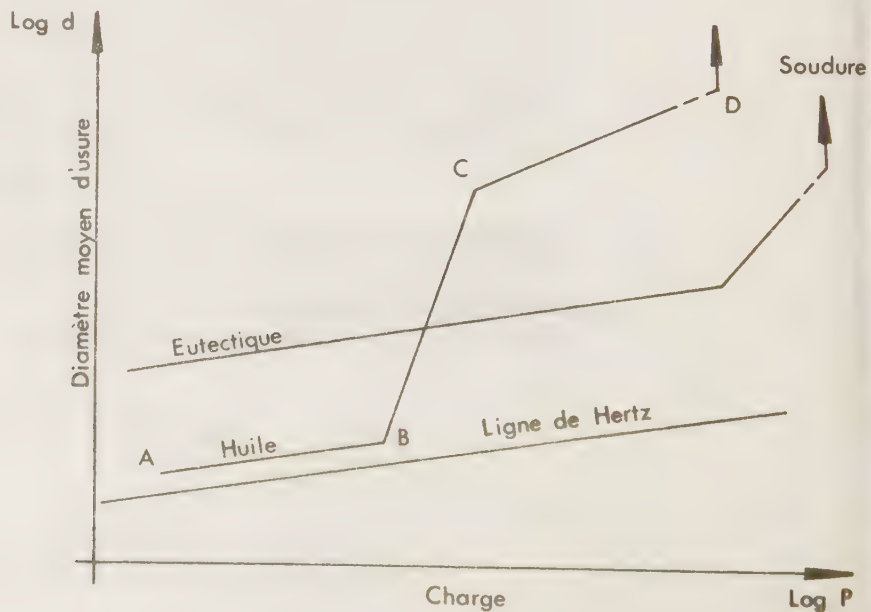


FIG. 3 — Mesure du frottement et régulation de la température

- A; enceinte
 B; billes R $\frac{1}{2}$ " ($12,7 \text{ mm} = \varnothing$)
 Ec; élément chauffant
 M; métal liquide
 T; thermocouple
 Rég; régulateur de température
 L; levier
 R; ressort taré
 C; capteur de déplacement
 Ef; enregistreur du couple de frottement

FIG. 4 Allure générale des courbes charge-usure



I - DESCRIPTION DE LA MACHINE (fig. 2)

L'axe vertical [1] * du moteur d'entraînement se termine par un mandrin [2] qui tient la bille supérieure [3]. Les trois billes inférieures [4] sont maintenues fixes par une bague de serrage [5] dans une coupelle [6] remplie de lubrifiant à tester. L'écrou [7] sert au blocage de l'ensemble. La coupelle peut tourner librement dans le plan horizontal sur un palier de butée [8]. Le disque intermédiaire [10] permet le montage et le démontage de la coupelle tandis que la came [9] sert au démontage du mandrin porte-bille [2].

Toutefois, pour les besoins de notre étude à température élevée (jusqu'à 250°C) la coupelle, l'écrou de serrage et le levier de mesure [L] ont été modifiés.

- La coupelle comporte une gorge circulaire servant au logement d'une résistance chauffante [Ec] de 300 Watts dont les fils d'alimentation passent dans une encoche. La gorge a une largeur légèrement supérieure au diamètre extérieur de la résistance permettant ainsi l'interposition d'une épaisseur d'amiante.

- L'écrou [7] est muni d'encoches pour obtenir un serrage efficace à l'aide d'une clé à ergot.

- La plaquette de fond reposant dans la coupelle comporte un trou en son centre pour le passage de l'extrémité d'un thermocouple [T] (Thermocoax Fe-K, diamètre extérieur 1 mm).

- La section du levier de mesure a été diminuée pour tenir compte de l'augmentation de hauteur due au logement de la résistance. Le levier est monté de telle sorte que la sortie des fils soit dans son axe. Il est ajusté par un emmanchement cylindrique. Une clavette et une collerette rapportée rendent solidaires la coupelle et le levier.

* Les chiffres et les lettres entre crochets réfèrent aux figures 2 et 3.

Toutes les pièces de la cellule de mesure, à l'exception du levier qui est en duralumin, ont été exécutées en acier Afnor 100 C 6, c'est-à-dire, dans la même nuance d'acier que les billes utilisées. L'ensemble coupelle-billes a donc le même coefficient de dilatation.

L'élément chauffant [Ec] sert à la mise en température de l'enceinte d'essai. Un régulateur [Reg] (Guerpillon R 41) commande l'élément chauffant par l'intermédiaire du thermocouple [T] placé entre les trois billes inférieures, le plus près possible des trois points de contact. Malgré cette précaution, pendant les essais la température du lubrifiant peut augmenter légèrement par suite de la chaleur dégagée par frottement. Les températures indiquées sont donc des valeurs moyennes.

Pour la mesure du couple de frottement, les indicateurs à ressorts ayant été jusqu'à présent jugés insuffisants, nous avons procédé de la manière suivante : un doigt relié au levier [L], solidaire de la coupelle, appuie sur une lame de ressort tarée [R] (fig. 3). Un capteur de déplacement à induction [C] détecte la flexion qui est directement liée au couple de frottement. Un pont de mesure et un enregistreur permettent la mesure et l'enregistrement du couple et de ses variations pendant l'essai : cet ensemble capteur (Philips PR 9310), pont de mesure (Philips PT 1200) et enregistreur (Philips PR 2210) est beaucoup plus sensible que le système original.

La charge est transmise à la coupelle par l'intermédiaire d'un levier qui agit sur la butée [8].

II - ETUDE DES CONDITIONS DE CONTACT

1°) Charge aux points de contact

La disposition en tétraèdre entraîne trois efforts obliques aux points de contact dus à la charge axiale P. On voit sur la figure 1 que :

$$P_1 = P_2 = P_3 = \frac{P}{\sqrt{6}} = 0,408 P \quad (I-1)$$

2°) Empreinte statique (20)

Aux points de contact, la charge statique occasionne une déformation élastique circulaire dont le diamètre, pour de l'acier à la température ambiante, est suivant la théorie de Hertz, égal à :

$$d_H = 0,041 P^{1/3}$$

où P est exprimé en Newtons et d_H en millimètres.

Cette relation est représentée par la ligne de Hertz sur les figures 7 à 12.

3°) Usure

Pendant l'essai, l'usure forme sur les trois billes inférieures, une calotte sphérique qui définit un cercle dont on mesure le diamètre. L'usure annulaire de la bille supérieure n'est pas relevée au cours des essais.

4°) Pressions de contact

La pression moyenne p_m peut être déterminée en connaissant la charge au point de contact et le diamètre d'usure. Si P est la charge sur la coupelle on aura :

$$p_m = \frac{0,408 P}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

soit
$$p_m = 5,3 \frac{P}{d^2}$$

où P est en Newtons, d en millimètres et p_m en bars.

Cette relation est représentée par les lignes isobares des figures 7 à 12.

5°) Vitesse de glissement

La figure 1 donne le rayon de contact $r = 3,67$ mm. La vitesse de rotation de la bille supérieure étant 1500 t/mn, la vitesse de glissement V_g est 0,58 m/sec.

6°) Coefficient de frottement

Le couple de frottement est enregistré et les diagrammes obtenus permettent d'évaluer le coefficient de frottement f . Soient :

F la force de frottement

P_1 la charge au point de contact

r le rayon de contact

F_1 la force mesurée

l la distance entre le point d'application de F_1 sur le levier et l'axe de rotation.

Le couple de frottement est égal à :

$$F.r = 3 f P_1 r$$

$$F.r = F_1 l$$

donc avec (I-1) il vient :

$$f = \frac{F_1 \cdot l}{3 P_1 r} = \frac{\sqrt{6}}{3} \frac{F_1 \cdot l}{P r} \quad (\text{I-2})$$

Mesure de F_1

La lame de ressort $[R]$ est une poutre sur deux appuis chargée en son milieu. Si k_1 est la constante du ressort et B la flèche du ressort sous la charge F_1 , nous pouvons écrire :

$$F_1 = k_1 \cdot B \quad (\text{I-3})$$

Le coefficient de frottement donné par la relation (I-2) devient alors :

$$f = \frac{\sqrt{6}}{3} k_1 \frac{l}{r} \frac{B}{P} = k_2 \frac{B}{P} \quad (\text{I-4})$$

Avec les valeurs suivantes : $r = 0,367 \text{ cm}$; $k_1 = 272 \text{ N.cm}^{-1}$;

$l = 13,212 \text{ cm}$, la constante k_2 de la relation (I-4) est égale à 8000. Signalons que la constante k_1 du ressort a été déterminée expérimentalement.

Si B est exprimé en centièmes de mm et P en Newtons, nous avons pour le coefficient de frottement la relation simple :

$$f = 8 \frac{B}{P} \quad (\text{I-5})$$

III - MODE OPERATOIRE

Avant chaque essai, la coupelle, le mandrin et les billes sont nettoyés de la manière suivante :

- lavage au benzène suivi d'un essuyage au chiffon ou au papier buvard
- lavage à l'éther de pétrole suivi d'un essuyage au chiffon ou au papier buvard.

On prendra ensuite soin de ne manipuler les pièces mécaniques qu'avec des pinces pour éviter tout contact avec les mains toujours grasses et souvent légèrement acides. Les trois billes inférieures sont serrées dans la coupelle, et la bille supérieure est pincée dans le mandrin d'entraînement. Le métal à tester est préalablement fondu dans un creuset en acier inoxydable placé dans un four. On élimine ensuite de la surface de métal liquide, la pellicule d'oxyde qui surnage. Puis, la coupelle est remplie et montée dans la machine. Le système de chauffage est mis en route, la charge est appliquée. La température atteinte, l'essai proprement dit peut commencer.

Après une minute, le moteur est arrêté, la coupelle vidée et l'on mesure à l'aide d'une loupe binoculaire le diamètre d'usure moyen d sur les trois billes inférieures en prenant deux mesures sur chaque trace, l'une perpendiculaire, l'autre parallèle aux stries d'usure. On répète cet essai par charge croissante à partir de 10 kgf (100N). A cette charge, le diamètre d'usure est faible et une mesure correcte s'avère délicate. Le premier point de mesure correspond à la deuxième charge, soit 300 N. Les charges successives sont ensuite : 500 - 700 - 1000 - 1500 - 2000 - 2500 - 3000 - 4000 - 5000 - 6000 - 7000 - 8000 N. L'essai est terminé lorsque les quatre billes se soudent. Le même jeu de billes sert de la première charge à la soudure. Comme on ne démonte jamais les billes avant la soudure, la bille supérieure attaque toujours les billes inférieures aux mêmes points de contact. L'usure correspondante à la n ème charge est donc l'usure cumulative des n charges.

Remarque :

La machine à quatre billes est étalonnée en kgf. Nos résultats sont donnés en Newtons avec l'approximation $1 \text{ kgf} = 10 \text{ Newtons}$. L'erreur introduite est négligeable vis à vis de la précision de la machine.

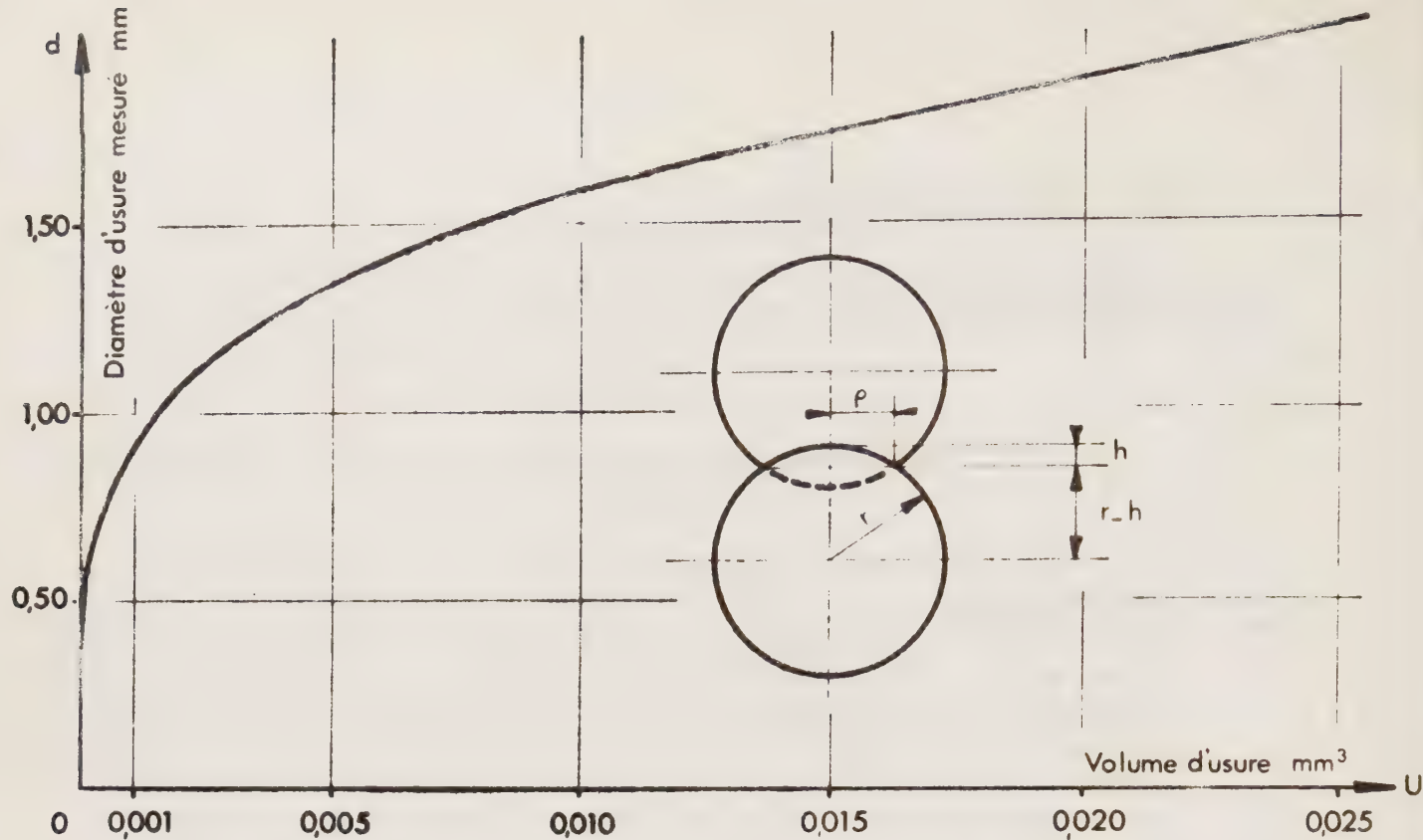


Fig : 5 Courbe donnant le volume d'usure en fonction du diamètre d'usure moyen mesure

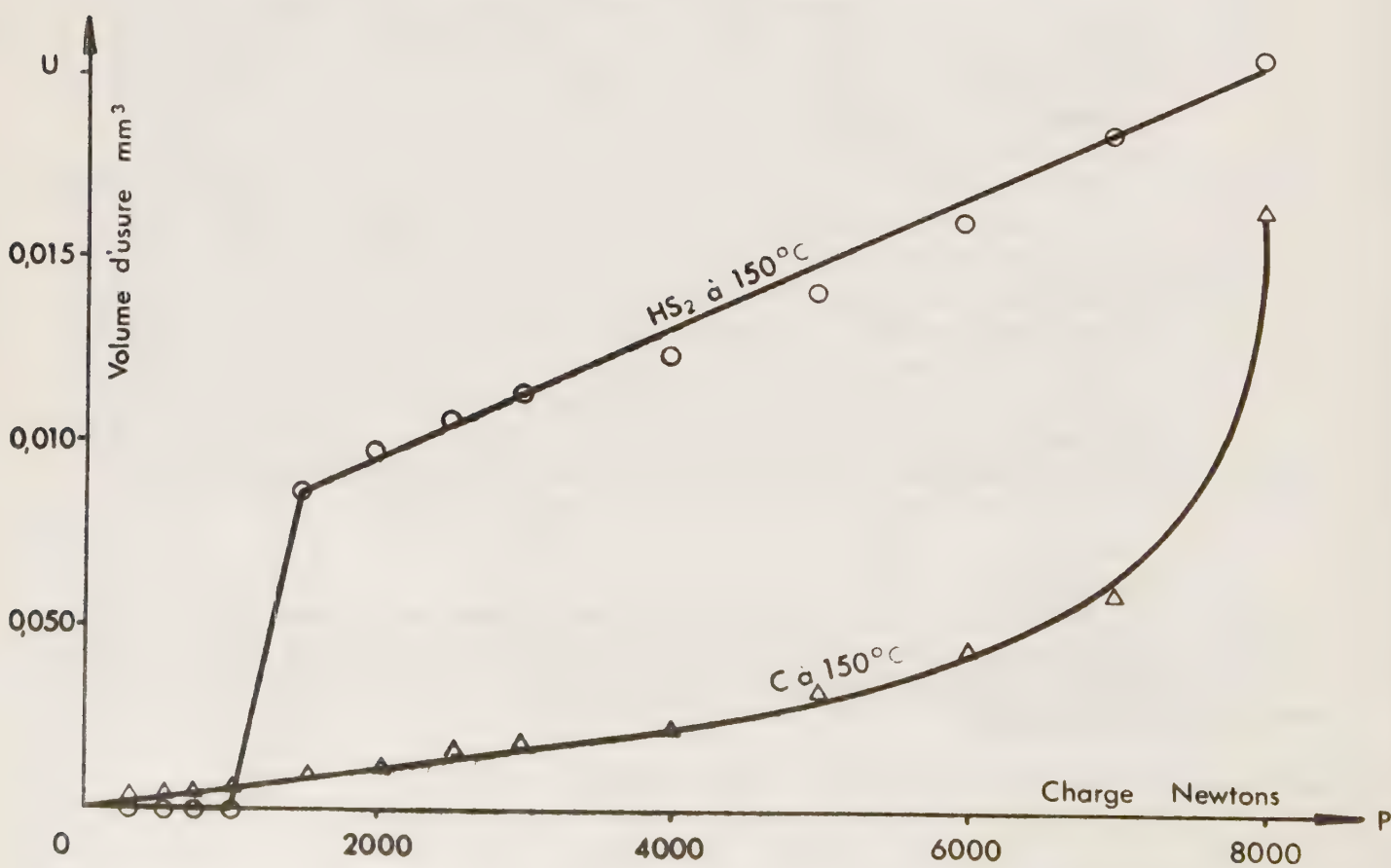


Fig : 6 Courbe $U=f(P)$

IV - COURBE USURE-CHARGE

A la fin de chaque essai, on porte en ordonnée le logarithme du diamètre moyen d'usure d et en abscisse le logarithme de la charge P . On obtient ainsi la courbe usure-charge. Sur ce diagramme on a porté initialement la ligne de HERTZ et les lignes de pressions moyennes p_m . Cette représentation est communément employée pour donner les résultats d'essais de la machine à quatre billes. Les allures générales de ces courbes pour les eutectiques et pour les huiles sont celles de la figure 4 (21). On remarque que la courbe relative aux huiles est divisée en trois zones, tandis que pour les eutectiques elle est plus régulière. Nous discuterons de cette différence plus loin. Sur nos diagrammes la soudure est caractérisée par le symbole $\uparrow$.

Mais en fait, ces courbes faciles à établir ne représentent pas la variation du volume d'usure en fonction de la charge qui intéresse avant tout l'utilisateur. Pour la détermination de ce volume les méthodes gravimétriques sont à écarter parce que :

- 1) le volume d'usure est faible
- 2) le démontage des billes est interdit, on mesure en effet une usure cumulative
- 3) la pesée de l'ensemble coupelle-billes est à écarter, car le nettoyage parfait est impossible et de plus le poids de l'ensemble est trop élevé par rapport au poids des particules d'usure.

Nous avons donc choisi de nous baser sur le diamètre d'usure mesuré et de calculer le volume d'usure.

Calcul du volume d'usure à partir du diamètre d'usure mesuré

Considérons la bille supérieure et l'une des 3 billes inférieures. Lorsque la bille motrice tourne, elle creuse la bille fixe formant une calotte sphérique concave. Le volume d'usure total sera donc sensiblement égal à deux fois le volume d'une calotte sphérique de hauteur h et de rayon $\rho = \frac{d}{2}$ (ρ = rayon d'usure moyen mesuré) (fig. 5).

On sait que le volume d'une calotte sphérique est

$$V = \frac{\pi}{6} h (3 \rho^2 + h^2)$$

donc le volume d'usure sera $U = 2 V$, soit :

$$U = 2 \left[\frac{\pi}{6} h (3 \rho^2 + h^2) \right] \quad (I-6)$$

Exprimeons h en fonction du rayon r connu de la bille. Nous avons :

$$(r - h)^2 + \rho^2 = r^2$$

soit

$$h^2 - 2 r h + \rho^2 = 0$$

d'où

$$h = r - \sqrt{r^2 - \rho^2}$$

et le volume d'usure (I-6) est donné par la relation :

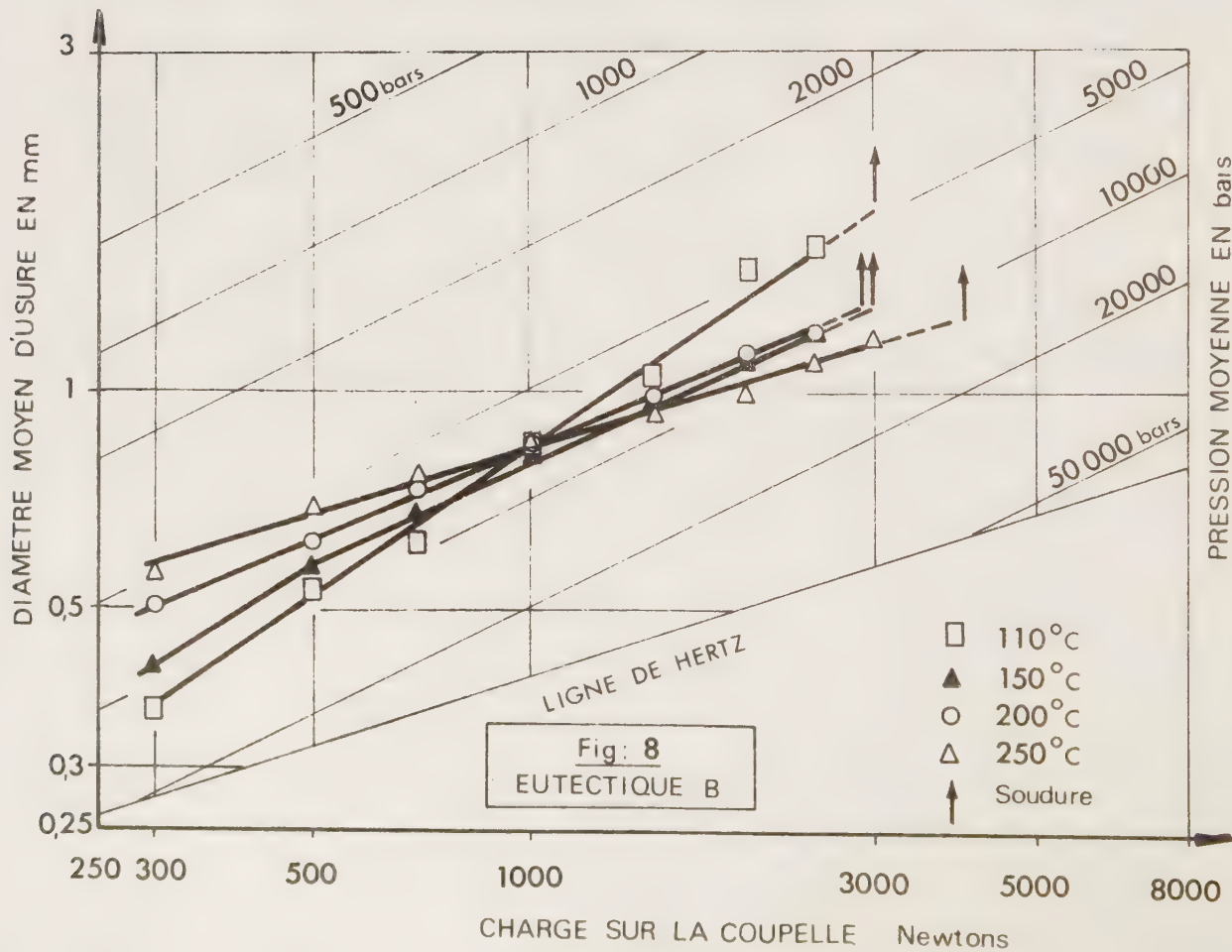
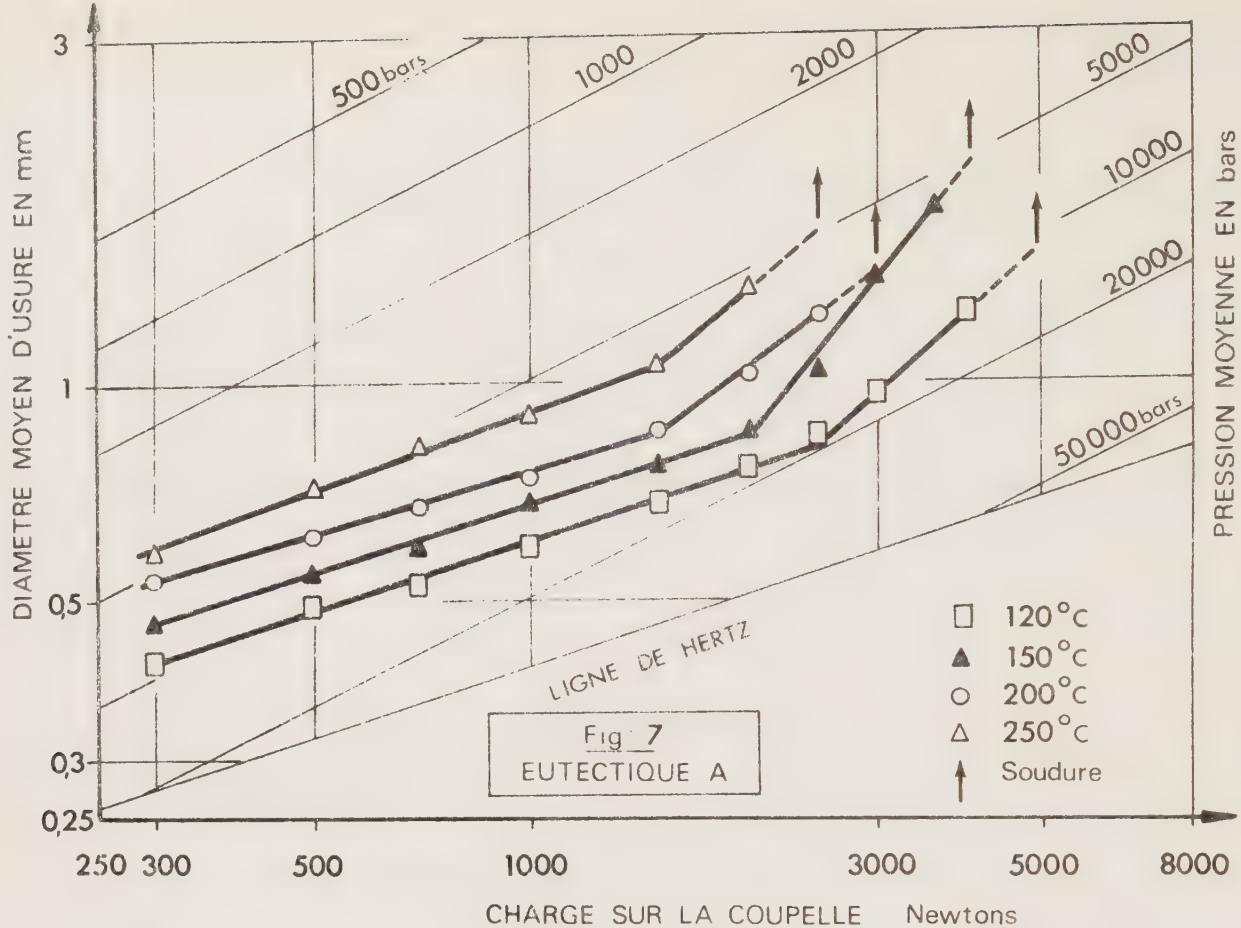
$$U = 2 \frac{\pi}{6} (r - \sqrt{r^2 - \rho^2}) \left[3 \rho^2 + (r - \sqrt{r^2 - \rho^2})^2 \right] \quad (I-7)$$

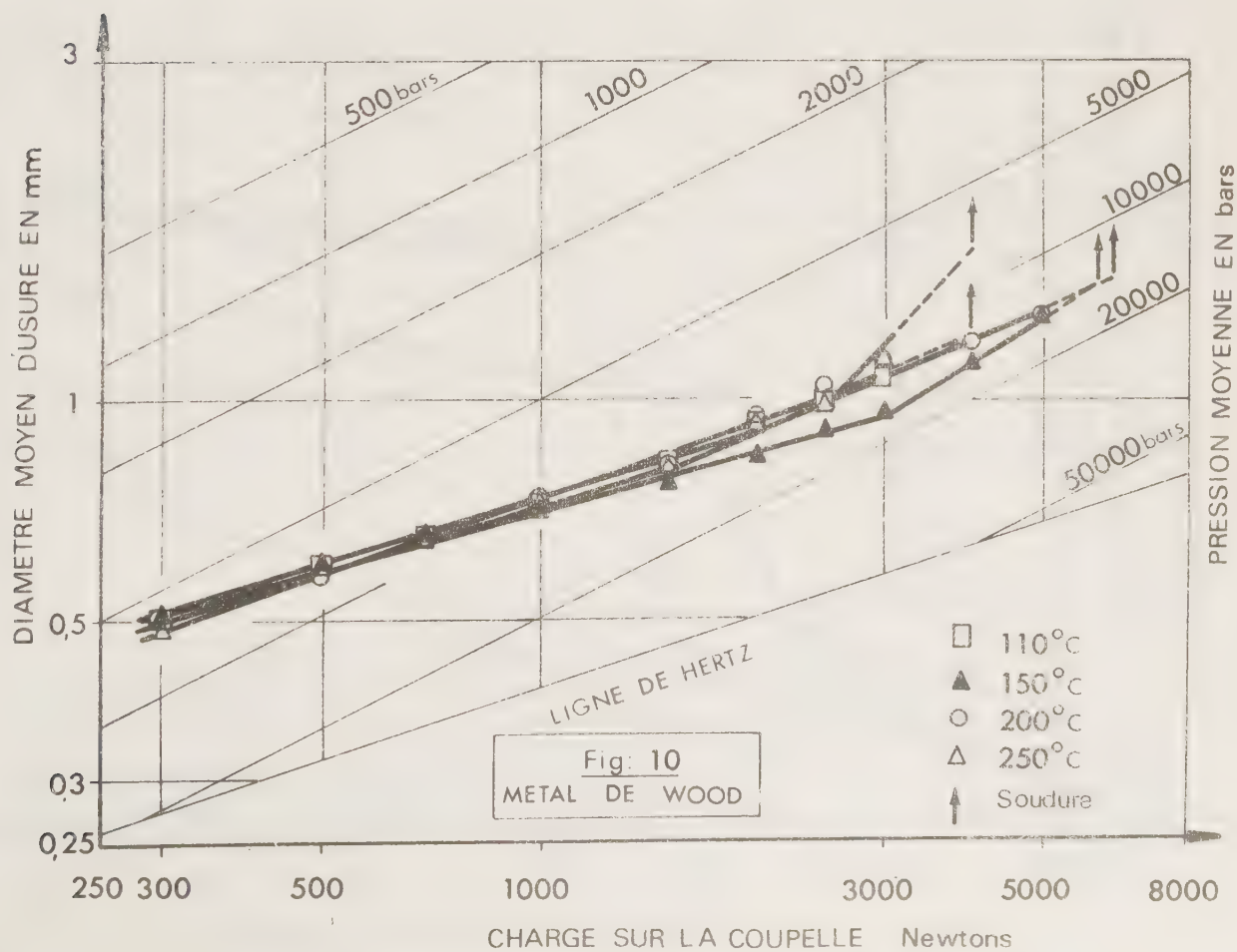
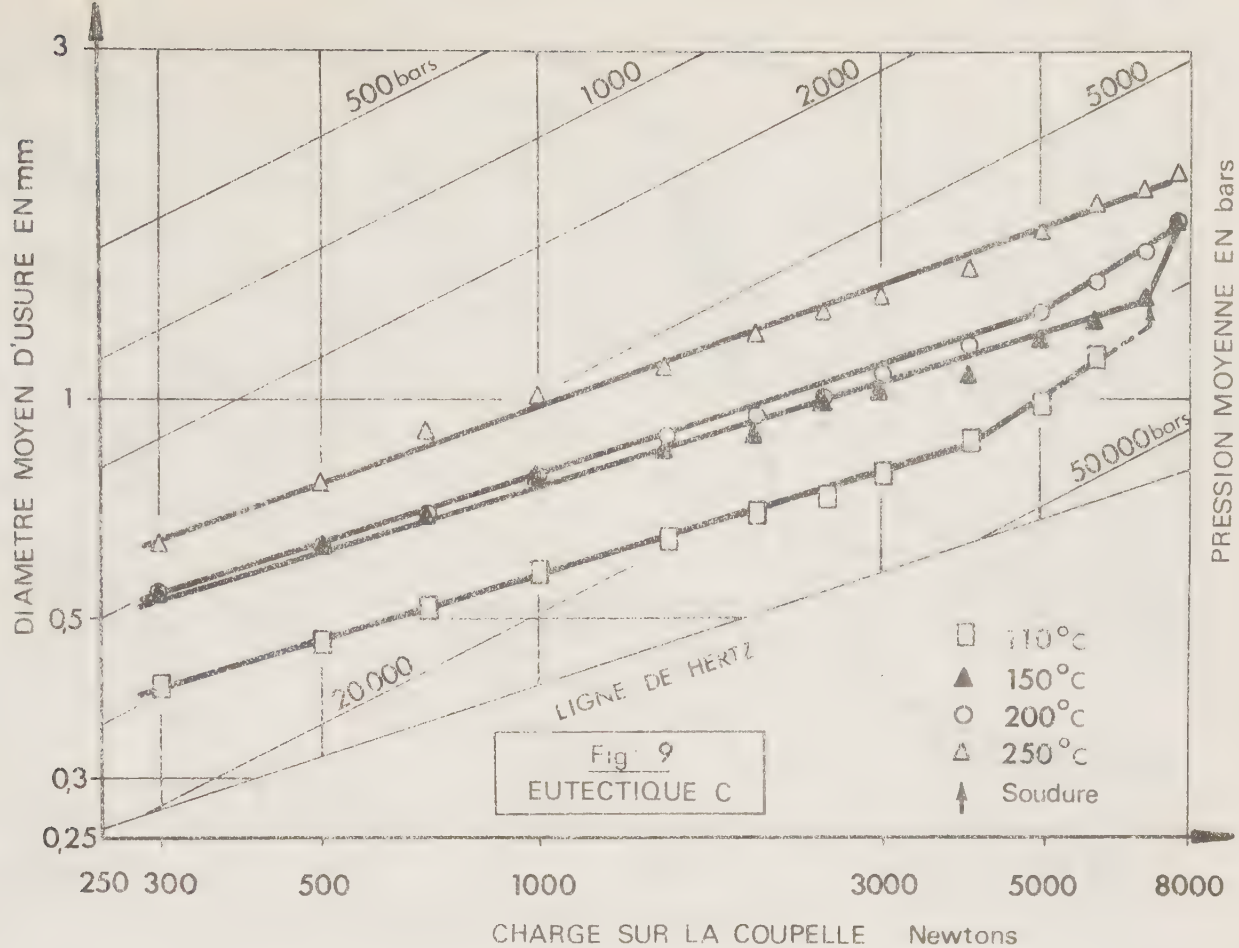
Cette relation est représentée graphiquement par la figure 5. Notons que si le diamètre d passe de 0,5 à 1,5 mm, soit une variation de 1 à 3, le volume d'usure U est multiplié par 80. On comprend que cet écart peut fausser l'interprétation des résultats. Aussi avons-nous choisi de joindre aux courbes classiques des courbes donnant la variation du volume d'usure ΔU , en fonction de la charge P , obtenues de la façon suivante :

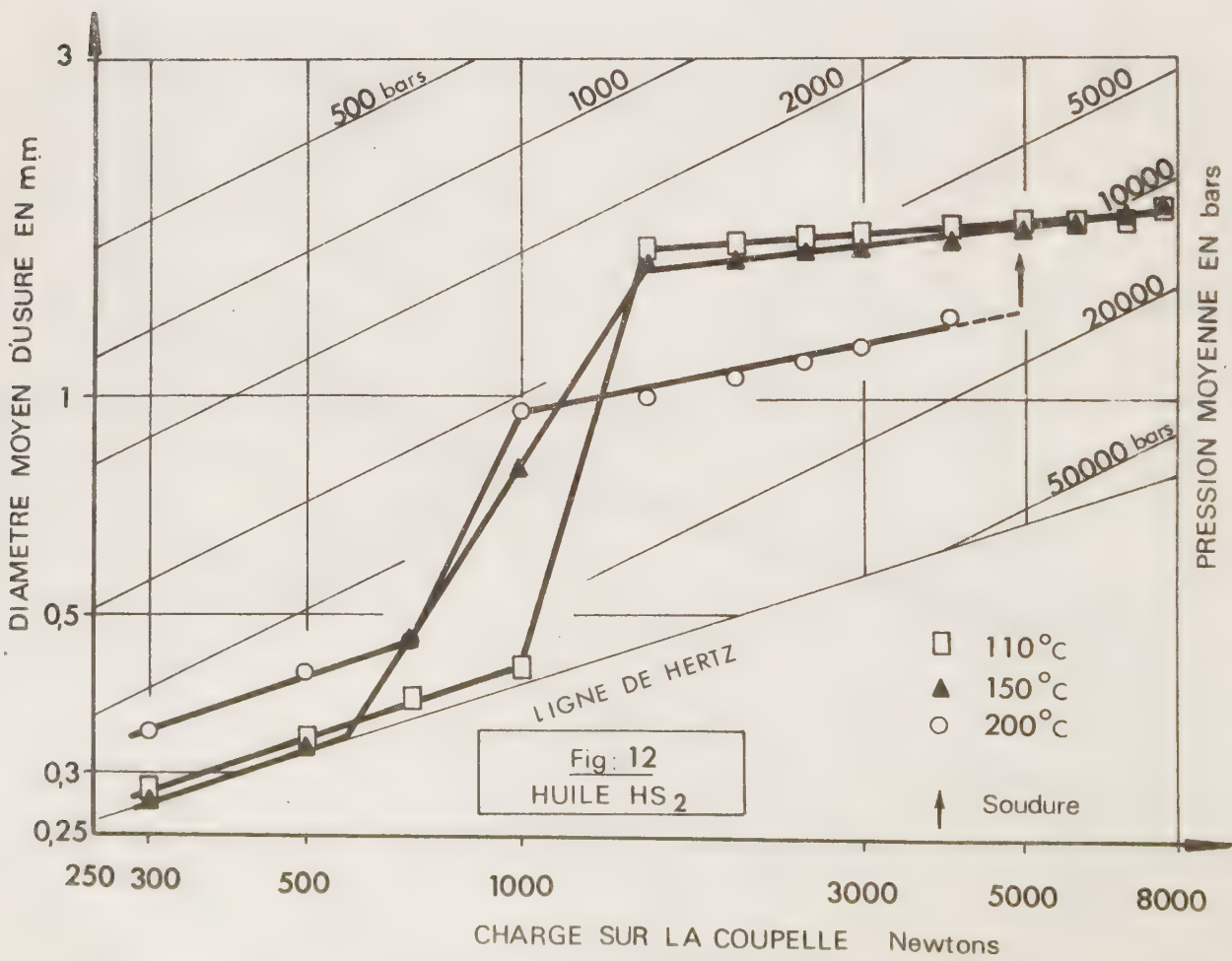
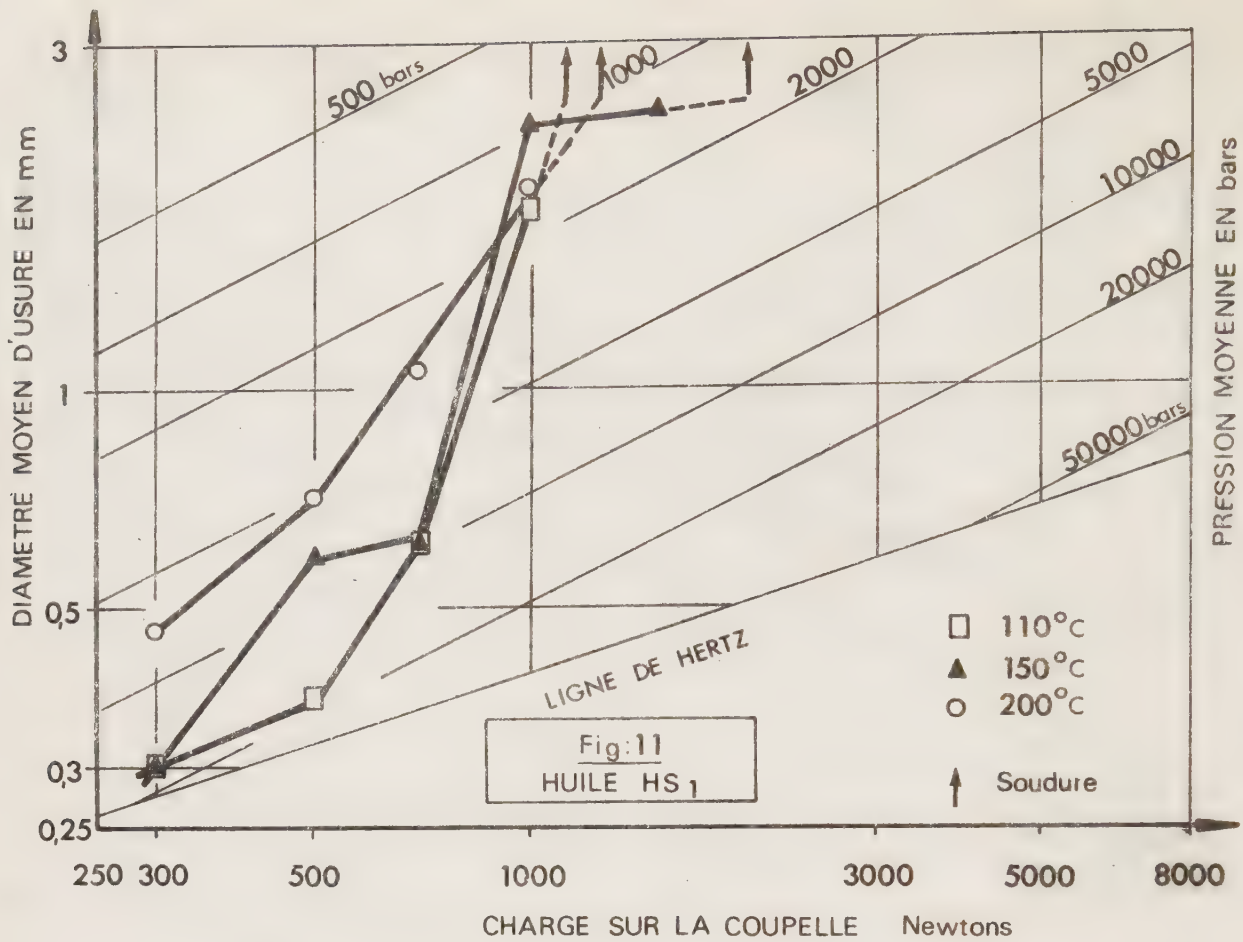
- Mesure du diamètre moyen d'usure d
- Détermination du volume d'usure U en fonction de d (fig. 5)
- Tracé des courbes donnant le volume d'usure U en fonction de la charge, dont un exemple est donné dans la figure 6.
- Détermination graphique de ΔU pour $\Delta P = 500 \text{ N}$
- Tracé des courbes $\Delta U = f(P)$

RESULTS

Courbes usure-charge
Courbes $\Delta U = f(P)$
Diagrammes de frottement
Tableau récapitulatif







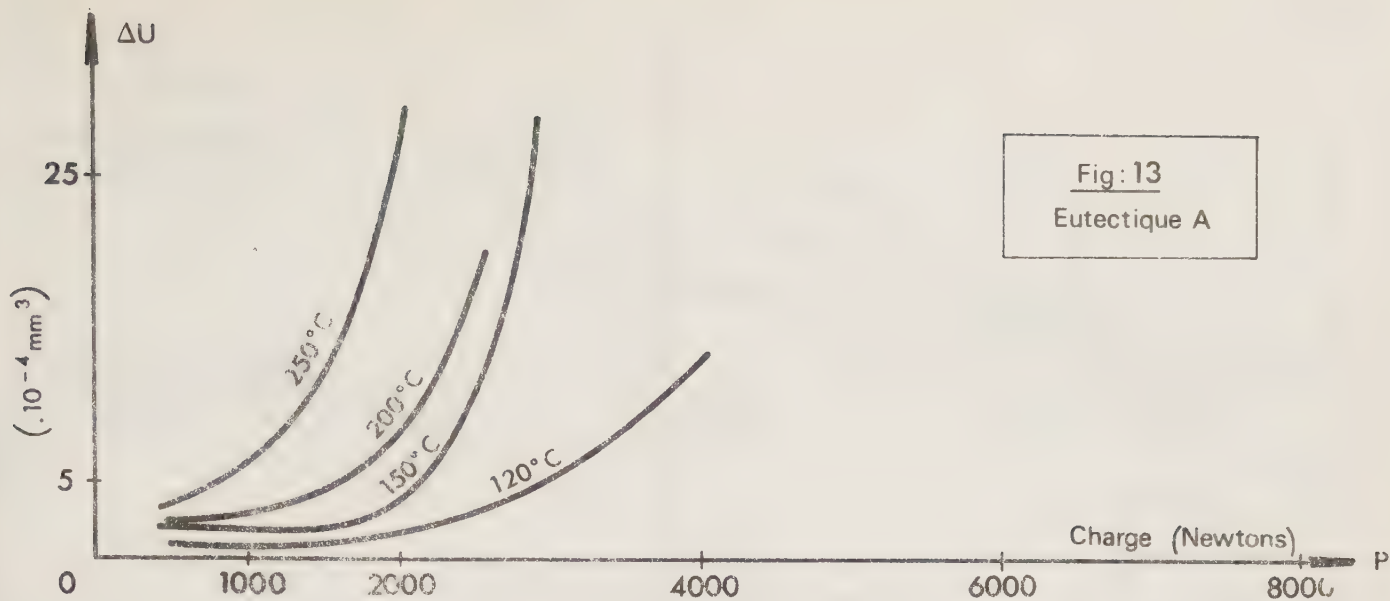


Fig: 13
Eutectique A

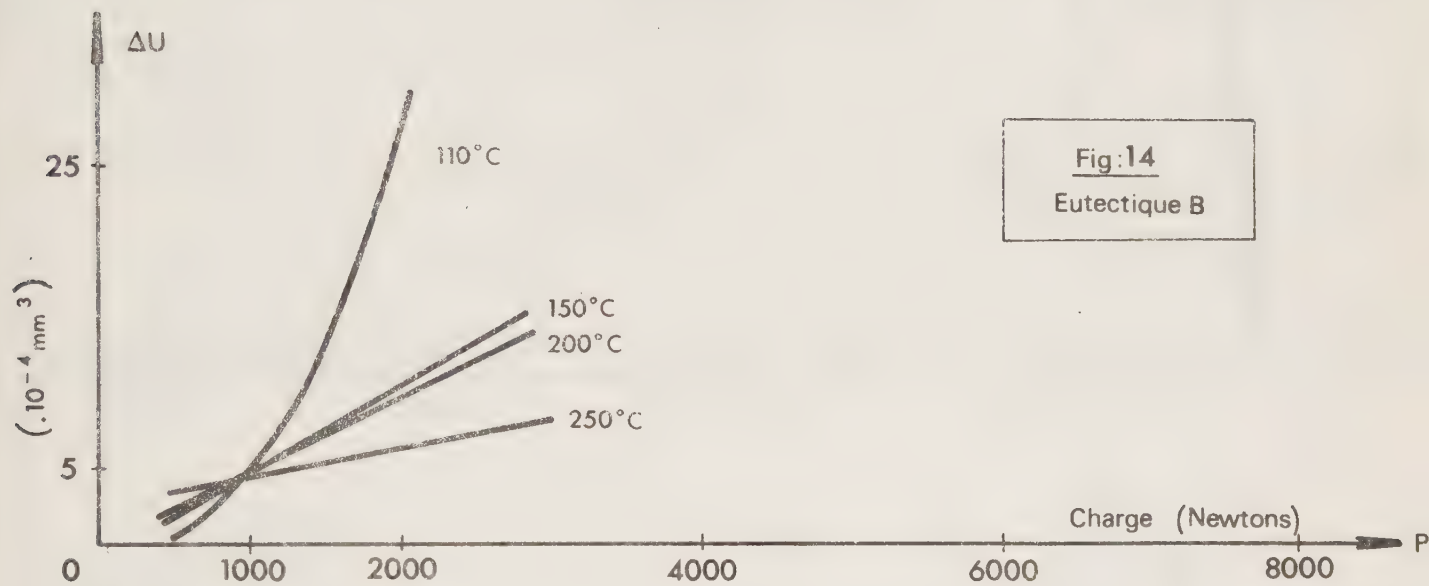


Fig: 14
Eutectique B

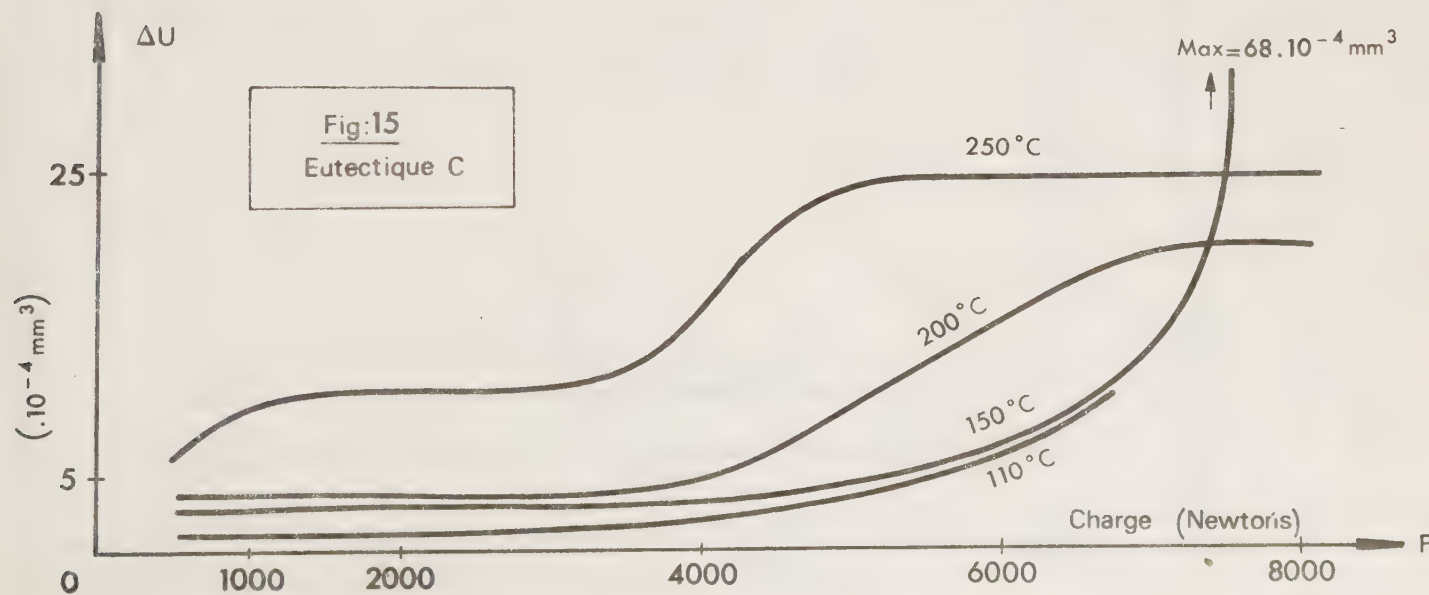
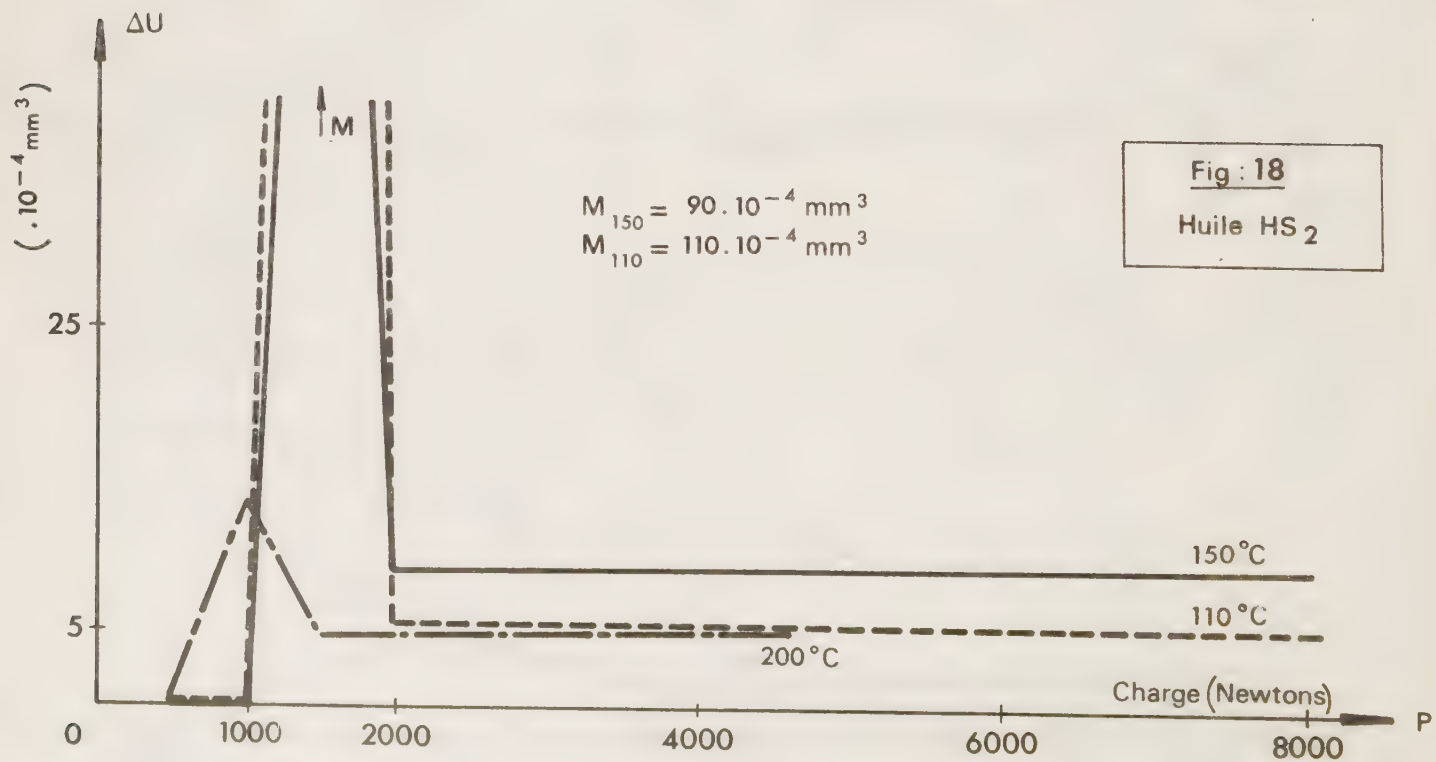
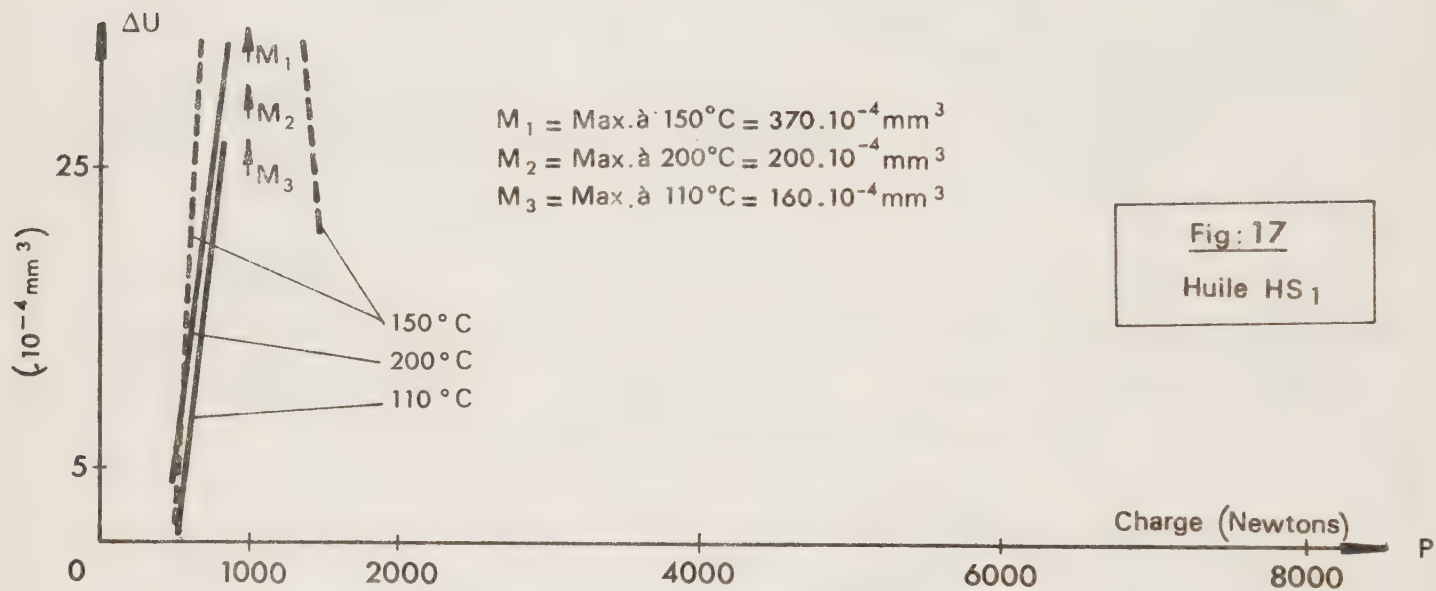
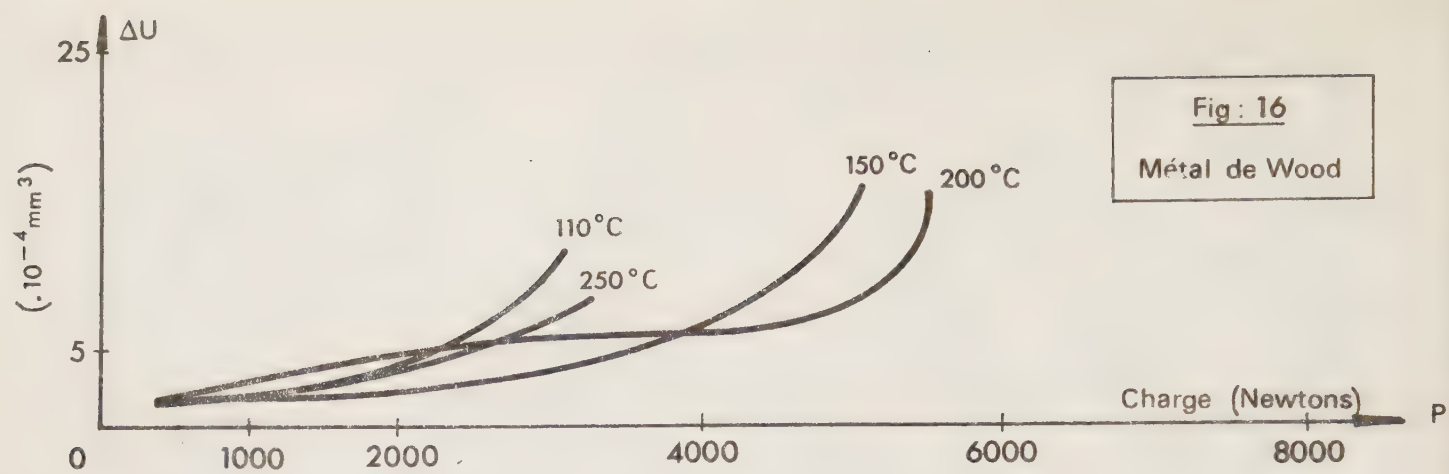


Fig: 15
Eutectique C



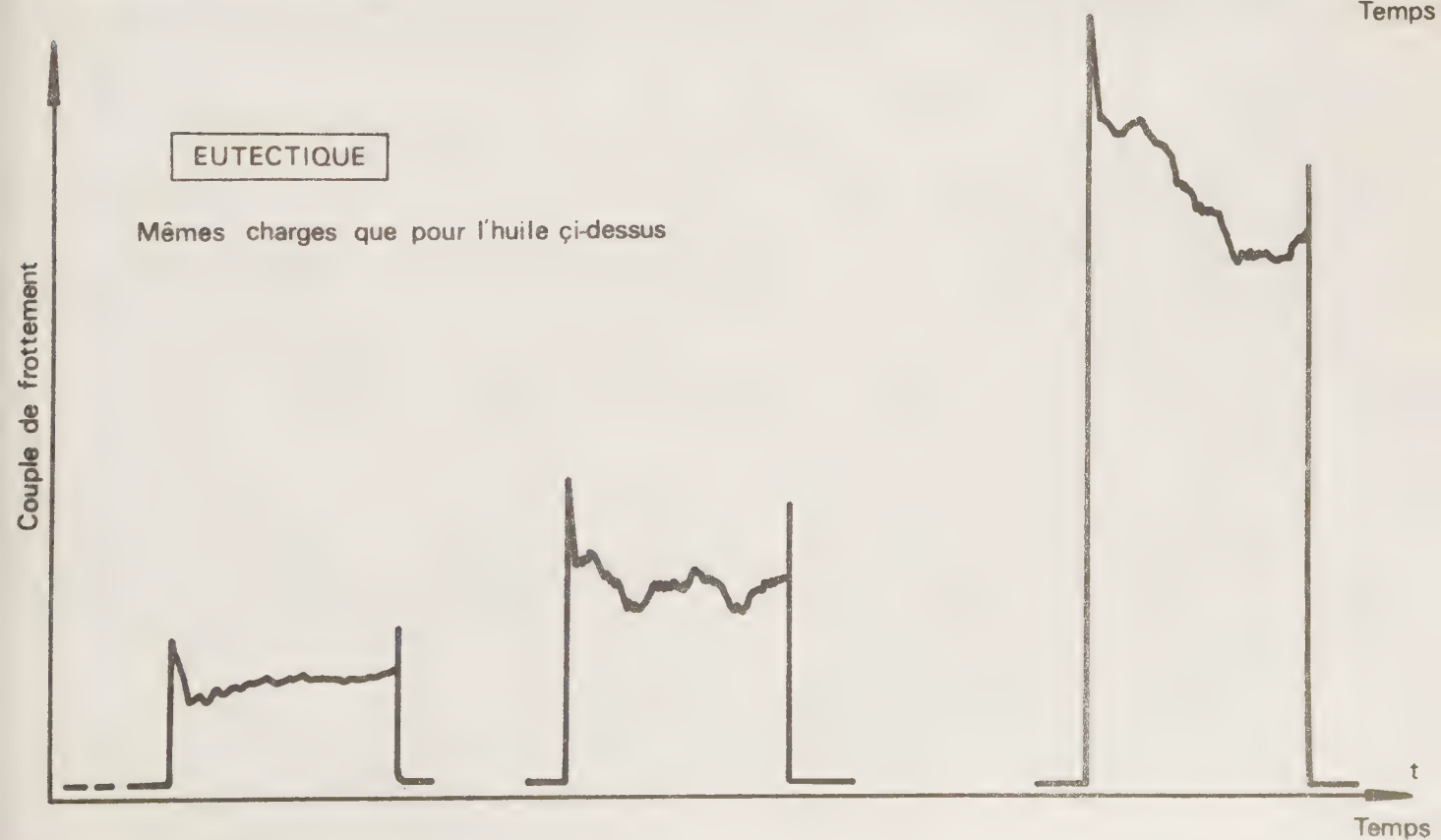
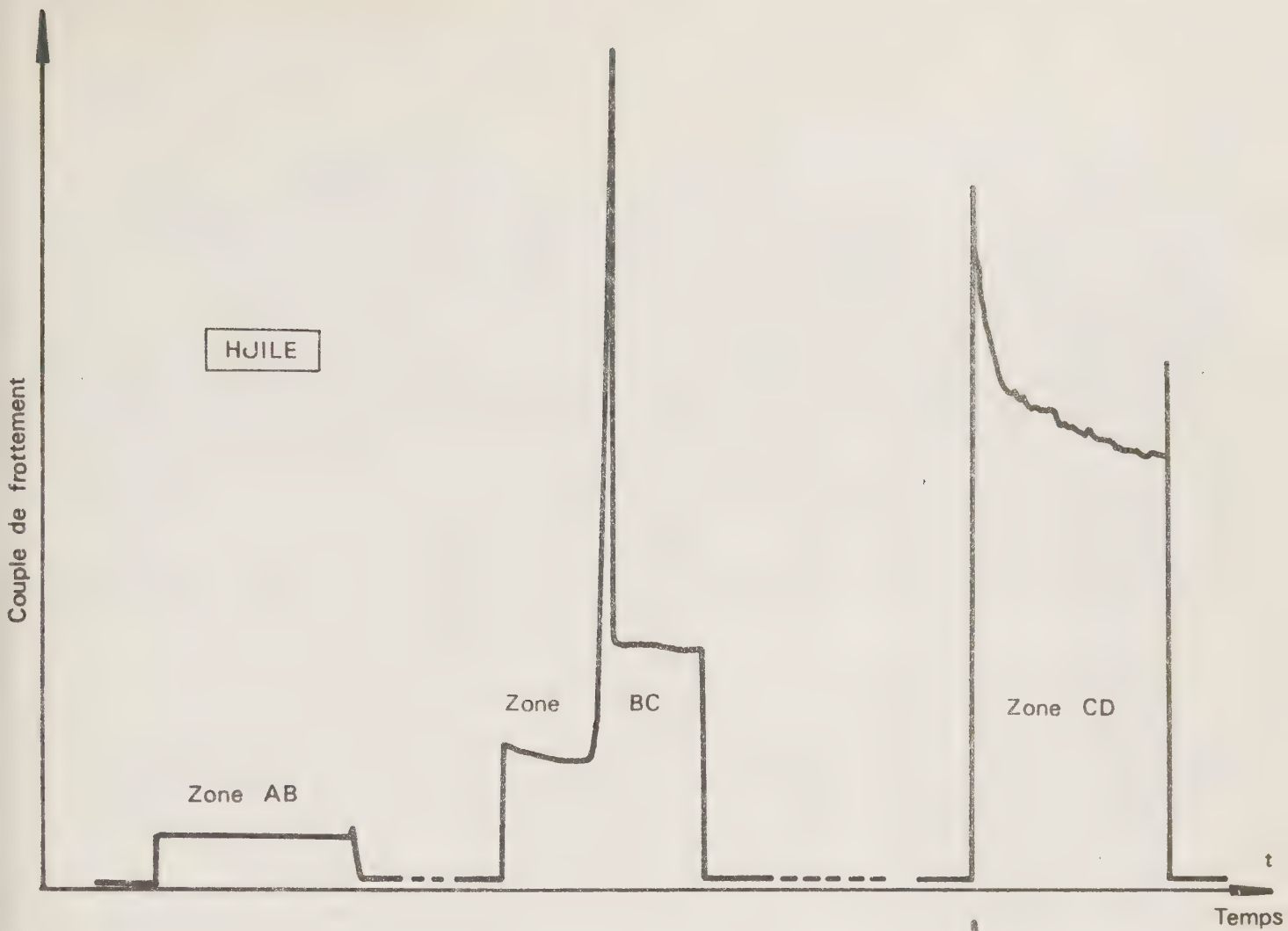


Fig 19 : Diagrammes de frottement

Lubrifiant	Temp. d'essai (°C)	Charge de Soudure (N)	Changement du taux d'usure			
			Premier Charge (N)	Premier Diamètre (mm)	Deuxième Charge (N)	Deuxième Diamètre (mm)
W	110	4000	-	-	-	-
	150	6000	4000	1,14	-	-
	200	6000	1500	0,82	-	-
	250	4000	3000	1,10	-	-
A	120	5000	3000	0,96	-	-
	150	4000	2500	1,04	-	-
	200	3000	2000	1,03	-	-
	250	2500	2000	1,34	-	-
B	110	3000	-	-	-	-
	150	3000	500	0,58	-	-
	200	3000	-	-	-	-
	250	4000	-	-	-	-
C	110	7000	5000	0,98	-	-
	150	- (*)	8000	1,79	-	-
	200	- (*)	6000	1,47	-	-
	250	- (*)	-	-	-	-
HS ₁	110	1500	700	0,62	-	-
	150	2000	500	0,58	1000	2,32
	200	1500	700	1,07	-	-
HS ₂	110	- (*)	1500	1,64	-	-
	150	- (*)	700	0,48	-	-
	200	5000	1000	0,97	-	-

(*) A la charge maximale (8000 N) la soudure des billes n'a pas encore été obtenue.

Tableau II

V - RESULTATS

Les courbes $\log d = f(\log P)$ pour les quatre eutectiques et les deux huiles sont données dans les figures 7 à 12. Chaque courbe est la moyenne d'au moins trois essais. Quand la reproductibilité est insuffisante, un ou deux essais supplémentaires sont entrepris. Pour HS_1 et HS_2 le taux d'évaporation à $250^\circ C$ est si rapide qu'il est impossible de faire une mesure. Le tableau II rassemble les données significatives de ces courbes.

La charge de changement du taux d'usure est celle pour laquelle on observe un changement de pente de la courbe usure-charge. C'est donc le premier point de mesure sur la branche de nouvelle pente. Pour certains lubrifiants (HS_1 à $150^\circ C$ par exemple), on peut observer plusieurs changements de pente.

Les figures 13 à 18 donnent les courbes de variation du volume d'usure en fonction de la charge $\Delta U = f(P)$.

La figure 19 donne l'allure des diagrammes de frottement pour une huile et pour un eutectique. A partir de ces diagrammes, on peut calculer le coefficient de frottement. La figure 20 donne la variation de ces coefficients en fonction de la charge à différentes températures pour l'huile HS_2 et l'eutectique C. Les courbes indiquées sont caractéristiques de la variation du coefficient de frottement, pour les huiles et les métaux liquides.

VI - DISCUSSION DES RESULTATS

On sait qu'il est difficile d'expliquer tous les résultats obtenus sur les machines d'essais de lubrifiants, tant les paramètres qui interviennent dans la lubrification sont nombreux. Nous proposerons ici des explications basées sur les conséquences de la théorie des deux lignes appliquée aux machines d'essais (22) et sur certaines données expérimentales récentes, traitant du rôle des conditions thermiques sur l'usure dans le frottement lubrifié (19).

On sait aussi qu'il est très difficile de définir un critère qui donne la mesure de la dispersion des résultats obtenus sur une machine à quatre billes. Sur chaque courbe expérimentale, on note plusieurs points significatifs (la charge de soudure, la charge de changement du taux d'usure et le diamètre correspondant).

De plus les résultats sont conditionnés par les écarts de charge ou plus exactement par les ΔP choisis. La notice d'emploi (20) n'impose pas à l'utilisateur de la machine une progres-

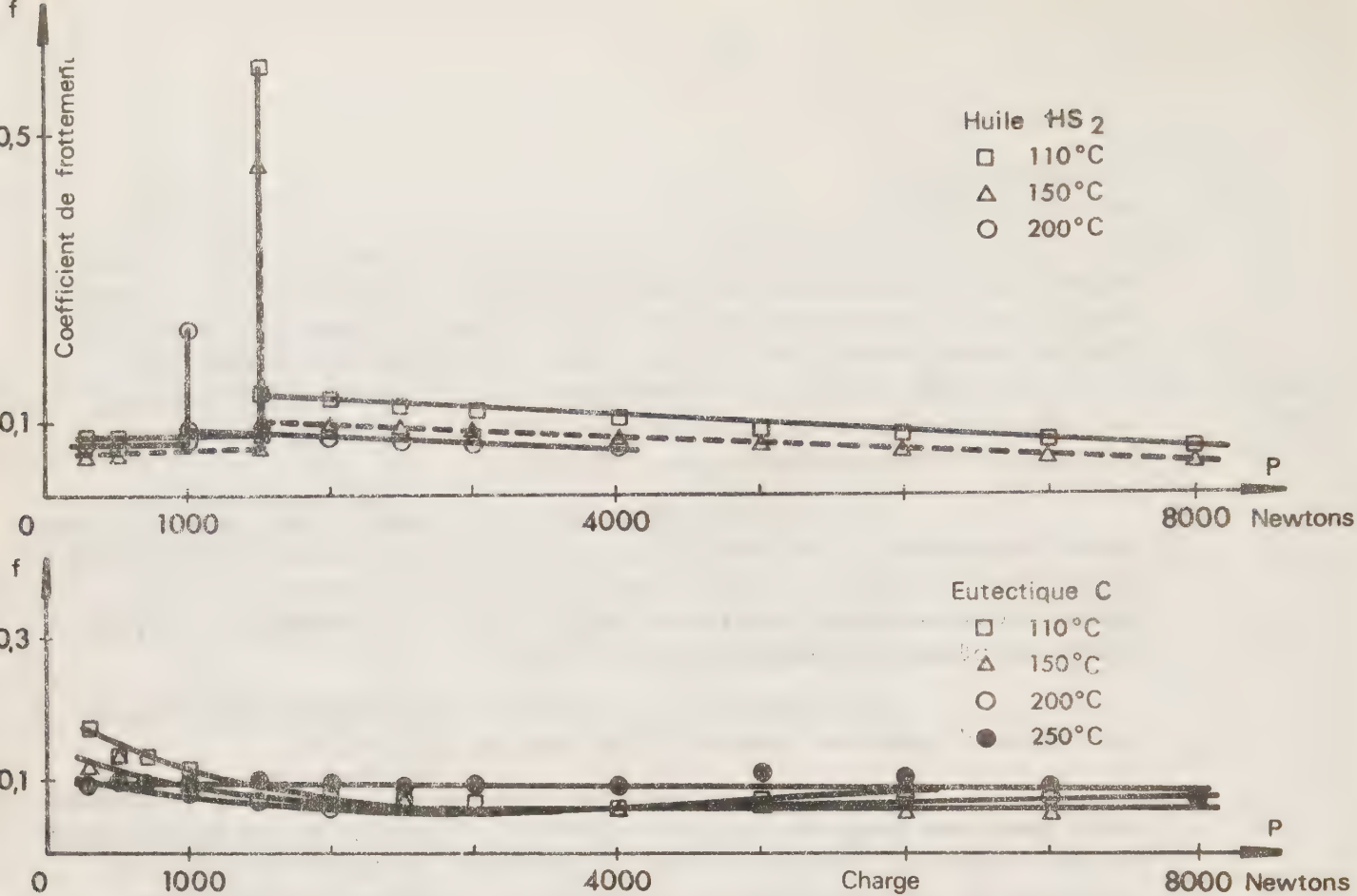


Fig: 20 Variations du coefficient de frottement en fonction de la charge pour une huile et pour un eutectique

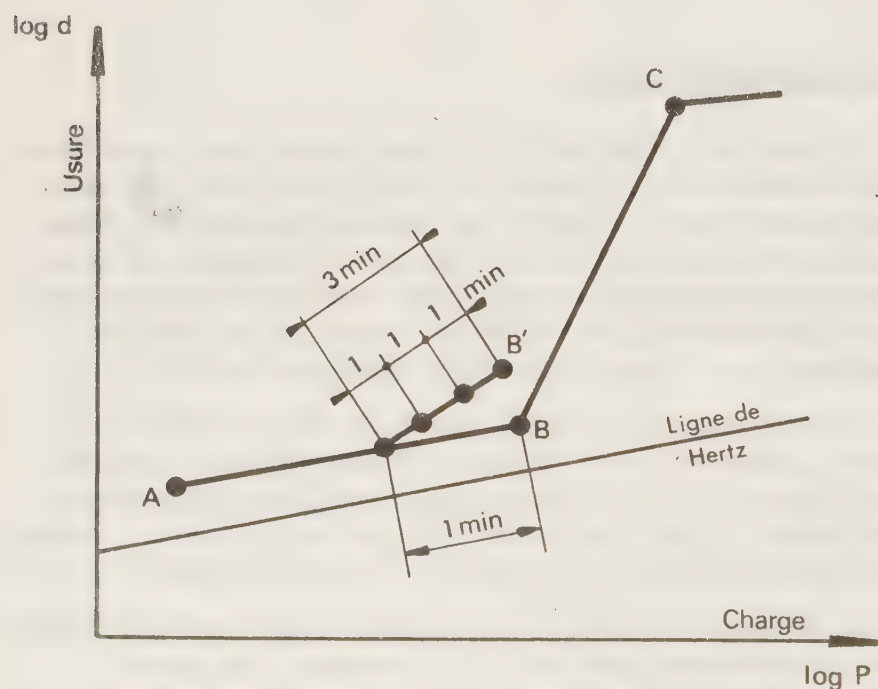


Fig:21 Influence du choix des écarts de charge sur les résultats

sion de charges. Elle conseille d'établir la forme générale de la courbe usure-charge et ensuite de prendre des valeurs intermédiaires, si cela paraît nécessaire, pour définir plus correctement les points significatifs. Cette façon de procéder appelle toutefois une critique. En effet, un point de la courbe est défini par deux coordonnées, le diamètre d et la charge P , et non pas seulement par une charge P . Or, en procédant par petits accroissements de charge autour d'un point significatif que l'on veut préciser, on augmente en fait le nombre d'essais. L'usure qui est fonction du temps ou du chemin parcouru est donc plus élevée. Le nouveau point significatif aura des coordonnées différentes de celles du point que l'on espérait préciser.

Exemple :

Supposons que nous venons de déterminer la courbe usure-charge pour une huile (fig. 21). La partie AB a été obtenue par exemple, avec 3 charges (300 - 500 - 700 N). Nous voulons préciser la position exacte du point B qui peut se trouver en un point quelconque entre 500 et 700 N. On peut recommencer l'essai en procédant de façon identique jusqu'à 500 N et au-delà, adopter un accroissement de charge de 50 N, par exemple. Les points obtenus sont, pour les raisons que nous venons de voir, au-dessus de la ligne AB et le point de changement de pente B' ne correspondra plus aux conditions de l'essai antérieur.

En conséquence, nous pensons qu'il est nécessaire :

- 1) de choisir une progression de charges et de s'y tenir pendant toute la série d'essais,
- 2) d'accepter que la charge d'un point significatif soit définie à un écart de charge près,
- 3) de considérer l'allure de toute la courbe pour juger du pouvoir lubrifiant du produit étudié.

A) LES HUILES

Pour discuter de la reproductibilité de résultats obtenus avec la machine à quatre billes, considérons les courbes $\log d = f(\log P)$. Pour les huiles, on distingue trois zones : AB - BC et CD (fig. 4).

1°) Zone AB

C'est la zone d'usure modérée, zone très reproductible. Le couple de frottement (fig. 19) correspondant est très régulier.

2 °) Zone BC

Elle ne comporte en général pas de points de mesure. Les points indiqués pour HS_2 à $150^\circ C$ (fig. 12) sont des valeurs moyennes de plusieurs essais.

Si, comme il y a lieu de le croire, il existe deux taux d'usure dans le frottement lubrifié comme dans le frottement sec (23), on peut admettre que BC correspond, non pas à une zone de grippage, (fusion des couches superficielles du métal), comme on l'appelle généralement, mais à une zone d'usure sévère.

Sur la figure 19, on voit qu'il existe, dans cette partie, trois valeurs distinctes du couple de frottement. Nous pensons que la valeur la plus faible correspond au taux d'usure modérée de la zone AB, que la pointe caractérise le taux d'usure sévère et que la valeur finale correspond à un autre taux d'usure modérée, dont l'intensité est légèrement supérieure à celle de la zone AB. Ce nouveau taux d'usure modérée est d'après nous, le même que celui de la zone CD étudiée ci-dessous. Considérons la variation du coefficient de frottement en fonction de la charge, pour l'huile HS_2 , par exemple (fig. 20). Nous voyons que pour la charge de changement de taux d'usure, la première valeur de ce coefficient s'aligne avec les points relatifs à la zone AB, tandis que la valeur finale s'aligne avec les points de la zone CD. Nous confirmons ainsi l'hypothèse émise.

On sait aussi que la position de la pointe de frottement qui départage les deux zones d'usure modérée influence l'usure finale, donc l'ordonnée du point C.

3 °) Zone CD

Dans cette zone, l'usure correspondant au point C est relativement importante, donc la calotte d'usure est grande, formant ainsi avec la bille supérieure un palier hydrodynamique (22). En conséquence, plus la calotte est importante (c'est-à-dire plus le diamètre d'usure d est grand), plus la charge de soudure pour un lubrifiant donné est élevée. En effet, une plus grande quantité de fluide balaye et refroidit la surface de contact. La soudure des billes a ainsi moins de chance de se produire. Ceci nous permet d'expliquer ce qui à priori pourrait paraître anormal. Pour l'huile HS_2 à $200^\circ C$ (fig. 12) bien qu'au point C l'usure soit faible, les billes se soudent à 5000 N, alors que pour des charges et des diamètres d'usure plus importants la soudure n'est pas obtenue (courbes à 110° et $150^\circ C$). La calotte d'usure étant plus petite, le contact est localisé, l'apport hydrodynamique est donc faible, d'où possibilité de soudure.

Pour l'huile HS₁, la zone CD n'est généralement pas atteinte. A 110°C, on passe de l'usure modérée (zone AB) au régime d'usure sévère (BC) qui se prolonge jusqu'à la soudure. A 150°C, la courbe a une forme en escalier. Une première zone d'usure sévère est suivie d'un état d'équilibre, puis un nouveau changement de pente caractérise une autre zone d'usure sévère suivie d'un deuxième palier. A la fin de celui-ci, la soudure qui se produit peut être considérée comme étant l'aboutissement d'un troisième régime d'usure sévère. A 200°C, les résultats sont peu reproductibles par suite du taux d'évaporation élevé du lubrifiant.

Les diagrammes de frottement (fig. 19) obtenus dans la zone CD confirment l'hypothèse proposée sur la formation du palier hydrodynamique. A chaque charge correspondrait, pour une huile donnée, une calotte d'usure avec laquelle on obtiendrait un palier hydrodynamique complet. Rien ne prouve cependant qu'au cours d'un essai de une minute à une charge donnée, on arrive à former complètement ce palier. Mais on comprend que l'usure soit maximale au début de l'essai, ce qui se traduit par un frottement élevé (pointe initiale du diagramme) et qu'elle diminue au fur et à mesure de l'augmentation de l'apport hydrodynamique (forme tombante du diagramme). D'ailleurs à la fin de l'essai de une minute, le couple de frottement n'est pas constant (pas d'asymptote avec l'axe des temps) ce qui prouve que le palier hydrodynamique n'est pas entièrement formé. On retrouve ces formes de courbes de frottement tombantes avec d'autres appareils d'essais, la machine TIMKEN modifiée par exemple (23).

4°) Au point D la chaleur dégagée est suffisante pour qu'il y ait soudure des billes. En effet, si le palier n'est pas assez important l'augmentation de charge entraîne la destruction du film d'huile. L'effet hydrodynamique qui se traduisait par la séparation des surfaces et l'évacuation calorifique est insuffisant. Un frottement sévère prédomine. La charge étant relativement élevée, la chaleur dégagée peut être suffisamment importante pour engendrer la fusion rapide des couches superficielles, c'est-à-dire le grippage. Ce grippage s'il est intense, entraîne à plus ou moins brève échéance la soudure des billes.

Si nous considérons les courbes $\Delta U = f(P)$ nous retrouvons les trois zones caractéristiques (fig. 17 et 18). Elles sont ici beaucoup plus éloquentes parce que plus marquées. Prenons par exemple la figure 18 relative à l'huile HS₂. A faible charge (< 1000 N), la courbe est pratiquement confondue avec l'axe des abscisses. A la charge de changement du taux d'usure correspond une pointe d'augmentation de l'usure très prononcée. L'état quasi-hydrodynamique (zone CD de la figure 4) se traduit par un ΔU qui peut, soit être constant,

soit augmenter légèrement avec la charge. L'explication de la soudure à faible charge pour HS_2 à $200^\circ C$ se retrouve ici encore, car l'usure correspondant au premier point du régime quasi-hydrodynamique est plus faible que pour les deux autres températures. La figure 17 relative à HS_1 montre qu'avec cette huile on passe directement dans le régime d'usure sévère. Remarquons que pour l'huile HS_2 on retrouve la même configuration pour les courbes $\Delta U = f(P)$ (fig. 18) et pour les courbes de variation du coefficient de frottement (fig. 20).

Il faut noter de plus que ces diagrammes illustrent les phénomènes en respectant les proportions, l'échelle logarithmique des courbes classiques pouvant être trompeuse comme on le verra plus loin.

B) LES EUTECTIQUES

Pour les eutectiques la reproductibilité est en général bonne. Nous n'observons ici ni décrochement sur les courbes classiques (fig. 7 à 10) ni augmentation instantanée sur les courbes $\Delta U = f(P)$ (fig. 13 à 16), ni pointe sur les diagrammes de frottement (fig. 19) qui caractérisent un changement brutal de taux d'usure. En conséquence, nous dirons que nous avons ici une zone d'usure modérée prolongée.

Deux explications se présentent :

- 1- A faible charge l'usure donnée par les eutectiques, plus importante que pour les huiles, forme une calotte suffisante pour engendrer un palier hydrodynamique.
- 2- On admet à la suite des travaux de HOPKINS et WILSON (19) que le changement de pente est dû à un phénomène thermique. Les métaux liquides étant de meilleurs agents refroidisseurs que les huiles, les conditions thermiques qui définissent le passage d'un taux d'usure à l'autre ne sont pas atteintes.

La première hypothèse est à écarter. A faible charge, le diamètre d'usure d est beaucoup plus petit que celui qui correspond au palier hydrodynamique. Sur les diagrammes de frottement, on ne retrouve d'ailleurs pas la forme tombante caractéristique de la formation progressive du palier.

La deuxième hypothèse est confirmée par les courbes obtenues pour l'eutectique A (fig. 7). En effet, plus la température d'essai est élevée, plus la charge correspondant au changement de pente est faible. Sur les diagrammes de frottement, plus irréguliers pour les métaux liquides que pour les huiles (fig. 19), on retrouve

parfois à charge élevée (eutectique C, par exemple) une forme tombante caractéristique de l'apparition de l'effet hydrodynamique. La soudure qui se produit à 110°C pour l'eutectique C, alors que l'usure, la charge et la température sont plus faibles que pour les autres courbes, s'explique de la même manière que pour l'huile HS₂ à 200°C : usure faible, contact localisé, apport hydrodynamique négligeable, d'où possibilité de soudure.

Les courbes $\Delta U = f(P)$ (fig. 13 à 16) permettent de mieux comparer le comportement des métaux liquides. Elles montrent que les eutectiques C et W ont un meilleur pouvoir lubrifiant que A et B pour lesquels l'augmentation du volume d'usure est très forte et pour lesquels on atteint rapidement le grippage et la soudure. Elles mettent aussi en évidence des changements de pente qui n'apparaissent pas sur les courbes classiques (eutectique C, fig. 15). Ils sont d'autant plus prononcés que la température d'essai est plus élevée mais ne sont pas comparables aux changements de pente obtenus pour les huiles. Ils correspondent pourtant à deux taux d'usure légèrement différents, mais néanmoins faibles. En effet, si nous nous reportons à la courbe $U = f(P)$ (fig. 6) nous voyons que ces différents taux appartiennent en fait au même type d'usure modérée. Par contre, pour l'eutectique C à 150°C et pour les 4 courbes de l'eutectique A (fig. 13), le ΔU final est très élevé et correspond à un taux d'usure sévère. Les courbes classiques montrent d'ailleurs dans ces cas un changement de pente important. La figure 20 qui donne les variations du coefficient de frottement f pour l'eutectique C et l'huile HS₂ montre que pour le métal liquide la courbe est continue. On n'observe aucune pointe de frottement caractéristique du passage d'un taux d'usure modérée à un taux d'usure sévère.

Nous avons vu ci-dessus, qu'à faible charge (< 1000 N) et à la même température (fig. 4) les eutectiques produisent une usure plus importante que les huiles de référence. Par contre, au-dessus de 1000 N, la partie la plus importante de l'essai, le phénomène est inversé. En fait, la courbe donnant la variation du volume d'usure U en fonction de la charge (fig. 6) montre que l'usure totale obtenue avec les eutectiques est très inférieure à l'usure observée avec les huiles. Ceci est beaucoup moins évident sur les courbes classiques à échelles logarithmiques (fig. 4).

VII - CONCLUSION

En conclusion, les résultats obtenus montrent qu'entre 100 et 250°C certains métaux à bas point de fusion sont d'excellents lubrifiants. On peut essayer d'expliquer ce comportement en étudiant entre autres, les propriétés rhéologiques de ces produits, leur pouvoir d'évacuation calorifique, leur tension superficielle, leur activité chimique et leur oxydation.

L'étude complète est considérable. Aussi, avons-nous choisi de déterminer la viscosité de nos produits, la variation de viscosité avec la température, le pouvoir d'évacuation calorifique par une méthode qualitative. Nous discuterons des inconvénients dus à l'oxydation dans la partie traitant de la viscosité. Nous avons remarqué, lors de nos essais sur la machine à quatre billes, que les eutectiques qui mouillent ne sont pas nécessairement les meilleurs lubrifiants contrairement à ce qui avait été publié auparavant (11). De plus, la comparaison des spectres d'émission ultraviolette d'une bille vierge, d'une bille usée (essai avec le métal de Wood) et d'une bille ayant été plongée dans un eutectique (A) à 500°C pendant une heure ne mettait en évidence aucune trace de diffusion superficielle des composants de l'eutectique. Signalons aussi que dans le frottement sec, l'usure est fonction de la dureté du matériau (24) et qu'il en est de même dans le frottement lubrifié (25). Il semble que la dureté des billes augmente légèrement au début de l'essai à cause d'un faible écrouissage et qu'elle diminue sensiblement par la suite, à cause de l'échauffement. Cet effet peut expliquer partiellement l'augmentation de l'usure remarquée avec l'élévation de température.

CHAPITRE II

ETUDE DE LA VISCOSITE

La viscosité est la plus importante de toutes les propriétés physiques à considérer en matière de graissage (26). On sait en effet, depuis longtemps que la charge d'un palier est limitée par la viscosité des huiles (27) et on a appris plus récemment, qu'il en était de même pour les engrenages et autres contacts chargés (28).

L'ingénieur de lubrification dispose de nombreux appareils permettant de déterminer la viscosité. Cet éventail s'étend des viscosimètres empiriques étalonnés aux viscosimètres absolus. Le plus simple et le plus facile à utiliser est le viscosimètre ENGLER. Il aurait pu servir pour l'analyse des huiles (HS_1 et HS_2) bien que sa température maximale d'utilisation soit de $150^{\circ}C$. En effet, en portant la variation de la viscosité en fonction de la température sur un diagramme ASTM, on obtient pour les huiles une droite qui permet l'extrapolation dans des limites bien définies (29). Mais avec les métaux liquides les conditions ne sont pas remplies pour satisfaire strictement à la loi de Poiseuille (écoulement laminaire dans les tubes cylindriques) car l'accélération du fluide peut ne pas être nulle. L'emploi des viscosimètres ENGLER et à capillaires est subordonné à cette condition. Le viscosimètre ENGLER étant étalonné et calibré, on ne peut diminuer la section de l'orifice pour s'affranchir de ce problème. Quant à l'emploi des viscosimètres à capillaires, notons que certains métaux liquides se déposent à l'intérieur des tubes les rendant opaques et empêchent ainsi toute mesure. Le viscosimètre à chute de bille pose le même problème.

Tous les viscosimètres faisant appel à la transparence, ou du type Engler, sont donc à écarter. De plus nous ne savons pas à priori si nos eutectiques sont des liquides newtoniens. C'est pourquoi nous avons choisi le viscosimètre à cylindres coaxiaux, dit de Couette, qui convient aussi bien à l'étude des fluides newtoniens qu'à celle des fluides plastiques (30).

On sait que l'écoulement laminaire entre deux cylindres coaxiaux est régi par la loi de Newton.

I - LOI DE NEWTON

Supposons un fluide placé entre deux plaques planes parallèles de même surface S et distantes de dx . Appliquons à l'une d'elles une traction F . Nous soumettons ainsi le fluide à une tension de cisaillement :

$$\tau = \frac{F}{S}$$

La plaque sollicitée se déplace avec une vitesse relative dv . Le rapport $\frac{dv}{dx}$ représente le gradient de vitesse. Si la relation entre ces 2 grandeurs est linéaire, on obtient la loi de Newton :

$$\frac{F}{S} = \mu \frac{dv}{dx}$$

où μ est un coefficient caractéristique du fluide appelé coefficient ou module de viscosité absolue dynamique.

II - VISCOSIMETRE DE COUETTE

Si nous remplaçons les deux plaques par deux cylindres coaxiaux de diamètres peu différents, nous obtenons un viscosimètre à rotation continue. Le fluide à analyser remplit l'espace annulaire entre les deux cylindres. Faisons tourner l'un d'eux, le cylindre intérieur, par exemple, avec une vitesse angulaire constante ω . Le mouvement est transmis de proche en proche d'une couche à l'autre et le cylindre extérieur a tendance à tourner dans le même sens. Pour le maintenir immobile, il faut donc lui appliquer un couple M de sens opposé. Soient :

R_1 le rayon du cylindre intérieur (moteur)

R_2 le rayon du cylindre extérieur (fixe)

h la hauteur du cylindre intérieur

On aura d'après (II-1)

$$M = 2 \pi r h r \tau \quad (\text{II-3})$$

Or d'après (II-2)

$$\tau = \mu r \frac{dv}{dr} \quad (\text{II-4})$$

Donc d'après (II-3)

$$\frac{dv}{dr} = \frac{M}{2 \mu \pi h r^3}$$

soit en intégrant

$$v = \frac{M}{4 \mu \pi h r^2} + C \quad (\text{II-5})$$

Le cylindre extérieur étant fixe $v_{R_2} = 0$ on trouve

$$C = - \frac{M}{4 \mu \pi h R_2^2} \quad \text{et l'équation (II-5) devient :}$$

$$v = \frac{M}{4 \mu \pi h} \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R_2^2} \right)$$

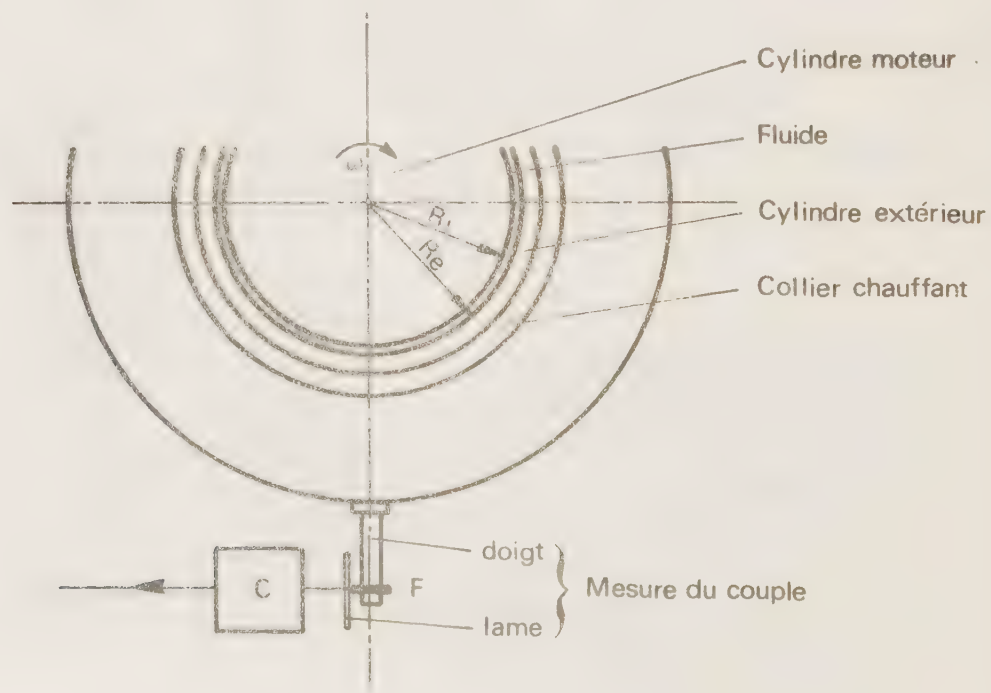
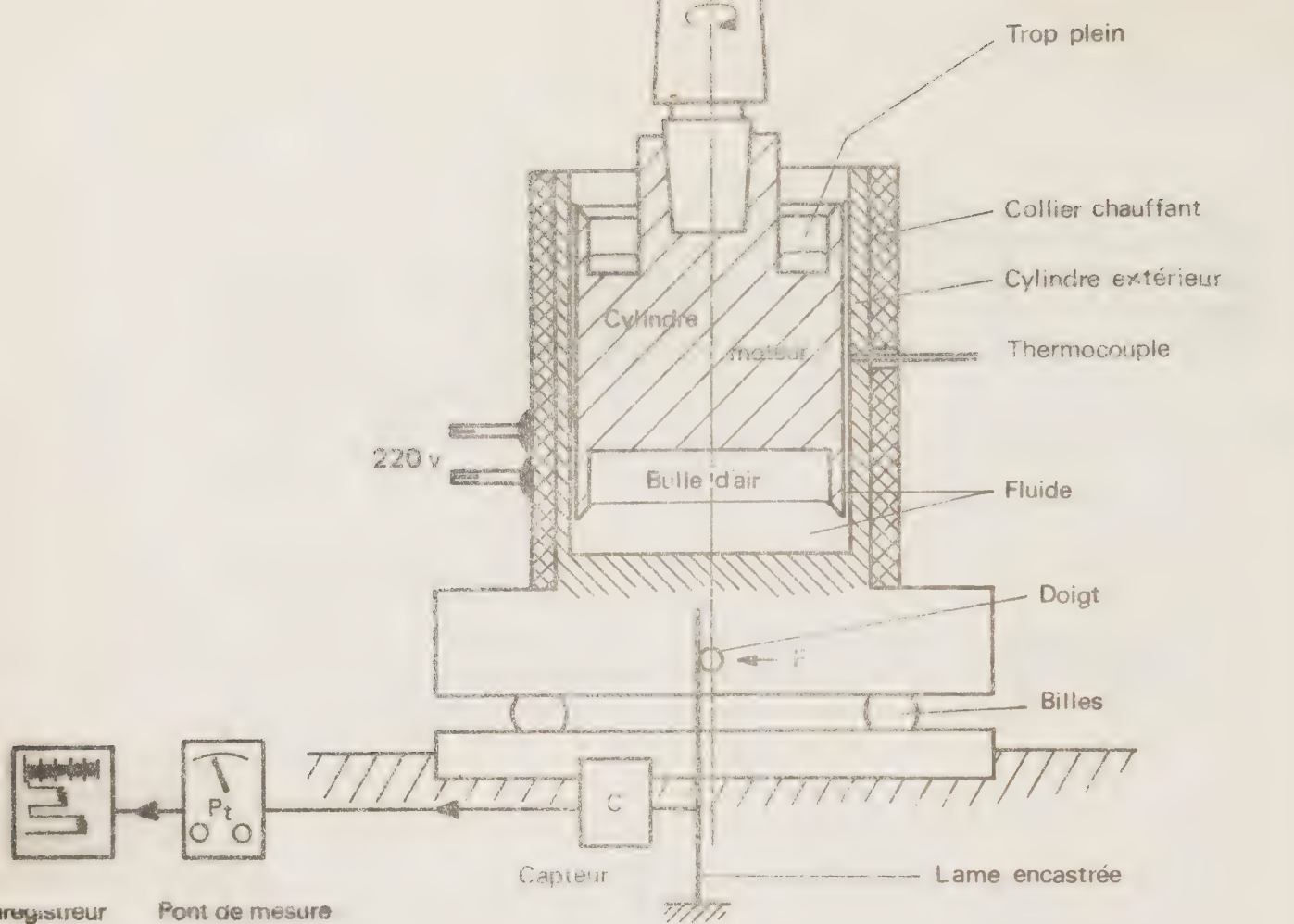
Si on fait $r = R_1$, il vient

$$\omega = \frac{M}{4 \mu \pi h} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) \quad (\text{II-6})$$

C'est l'équation de Margules (31). Elle est analogue à celle de Hagen-Poiseuille, pour l'écoulement laminaire dans les tubes cylindriques.

Si M est exprimé en Newtons-mètre (N.m), ω en radians par seconde (rad. sec^{-1}), R_1 , R_2 et h en mètres (m), μ sera donnée en Poiseilles (Pl).

Pour les fluides plastiques et plus particulièrement, pour un corps de Bingham, REINER et RIWLIN (32) proposent l'équation suivante :



VISCOSIMETRE A CYLINDRES COAXIAUX FIG:22

$$\omega_1 = \frac{M}{4 \pi h \eta_{Pl}} \left[\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right] - \frac{\Theta}{\eta_{Pl}} \text{Log} \frac{R_2}{R_1}$$

dans laquelle

Θ = effort minimum d'écoulement
 η_{Pl} = viscosité plastique

III - APPAREILLAGE D'ESSAI (fig. 22)

Dans le montage utilisé, le cylindre intérieur est entraîné et le cylindre extérieur est fixe. Le cylindre intérieur est monté dans la broche d'une fraiseuse aléuseuse-perceuse (fabrication Rey Saut du Tarn type J 320) par l'intermédiaire d'une queue conique (cône Morse) assurant un centrage rigoureux. L'utilisation de cette perceuse comporte de nombreux avantages parmi lesquels :

- la trajectoire de la tête, donc du cylindre moteur, est parfaitement rectiligne,
- l'ensemble présente une très grande rigidité,
- une douille à changement rapide permet le démontage et le remontage du cylindre moteur.

Le cylindre extérieur repose par l'intermédiaire d'une butée à billes sur la table de la machine qui est à mouvements croisés.

On peut ainsi centrer ($\pm 0,02$ mm) le cylindre extérieur par rapport à l'axe de la broche, donc du cylindre moteur.

La perceuse comporte une gamme de vitesses étendue . On sait que les vitesses indiquées sur le sélecteur de la machine sont des valeurs moyennes tenant compte de l'effort de coupe des outils. La vitesse exacte a été déterminée pour chaque position du sélecteur à l'aide d'un tachymètre de précision.

Le cylindre extérieur repose sur la table par l'intermédiaire d'une butée à billes modifiée. Nous avons remplacé la cage et les billes (diamètre $11/32'' = 8,73$ mm) correspondant aux deux bagues de la butée utilisée par des billes de diamètre plus élevé (diamètre $1/2'' = 12,7$ mm) pour éliminer tout frottement parasite entre les billes et la cage. En prenant des billes de diamètre plus élevé, nous obtenons une rigidité parfaite dans le plan horizontal. (Les billes de grand diamètre portent en effet en deux points sur chacun des che-

mins de roulement de la butée alors qu'avec les billes d'origine plus petites, on avait une possibilité de déplacement horizontal, le rayon du chemin de roulement étant normalement supérieur à celui des billes. Nous avons mis trois billes disposées à environ 120° . Puisque le déplacement angulaire du cylindre extérieur est très faible, le mouvement des billes est lui aussi faible et trois billes suffisent.) Cet aménagement permet de mesurer des couples d'entraînement du cylindre extérieur très faibles, de l'ordre de 10^{-3} Newtons-mètre,

Le cylindre intérieur (moteur) présente deux évidements. L'évidement supérieur sert de trop-plein. L'évidement inférieur isole le fond du cylindre du liquide par une bulle d'air. Ainsi, seule sa surface latérale produira le cisaillement. Ce dessin est adopté par certains constructeurs de viscosimètres de ce type.

Un collier chauffant (Draggi-type cuirassé) de 1100 Watts est monté sur le cylindre extérieur. Un thermocouple (thermocox Fe-K), noyé dans la paroi de ce cylindre et affleurant sur la surface interne, sert au contrôle de la température du fluide étudié. Un régulateur (Guerpillon R 41) commandé par le thermocouple agit sur le collier chauffant. Les fils de connexion doivent faire corps avec l'appareil pour éviter tout couple parasite.

Les dimensions du viscosimètre sont :

- Diamètre intérieur du cylindre extérieur 82,50 mm

$$\text{soit } R_2 = 41,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- Cylindre moteur : diamètre 82 mm, soit $R_1 = 41 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$\text{Hauteur } 90 \text{ mm, soit } h = 90 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

IV - RÉGIMES D'ÉCOULEMENT

La formule de Margules (II-6) n'est valable qu'en régime laminaire. Dans un viscosimètre de Couette, il existe trois régimes d'écoulement : le régime laminaire, un régime instable et le régime turbulent. Le passage de l'un à l'autre est fonction du nombre de Reynolds

$$R = \frac{U e}{\mu \rho} \quad (II-7)$$

où U est la vitesse, e l'épaisseur du film, μ la viscosité absolue et ρ la masse volumique du fluide.

Dans le viscosimètre de Couette, à cylindre intérieur moteur, la force centrifuge crée un gradient de pression qui entraîne la formation de vortex dans l'espace annulaire et des décollements sur le cylindre moteur (33). Il en résulte une augmentation du couple d'entraînement du cylindre extérieur. TAYLOR (34) a montré théoriquement et a confirmé expérimentalement, que les vortex se produisaient quand le nombre de Reynolds atteint la valeur donnée par la relation :

$$R = 41,1 \sqrt{\frac{R}{e}}$$

où R est la valeur moyenne des deux rayons et e l'épaisseur du film fluide. Avec les dimensions choisies, on trouve :

$$R = 527 \quad (II-8)$$

On sait que dans l'écoulement entre deux cylindres coaxiaux, la vitesse du fluide n'est pas uniforme (35). Pour les besoins de cette étude nous posons :

$$U = V = 2 \pi R_1 N \quad (II-9)$$

où N est la vitesse en tours par seconde du cylindre moteur.

Nous avons calculé la vitesse critique pour différentes substances : pour l'eau, le mercure et une huile très fluide, dont nous connaissons la viscosité et la masse volumique, pour les eutectiques en supposant une viscosité moyenne de 2.10^{-3} Pl et une masse volumique moyenne de $10.10^3 \text{ kg.m}^{-3}$. (Ces valeurs sont des moyennes établies à partir des valeurs données pour les composants du Métal de Wood Bi - Pb - Sn - Cd à 400°C environ (36)).

Des relations (II-7) (II-8) et (II-9) se déduit la vitesse critique N_c

$$N_c = \frac{R}{2 \pi R_1} e^{-\left(\frac{\mu}{\rho}\right)} \quad (\text{II-10})$$

avec laquelle nous obtenons les valeurs suivantes pour :

a) Eau (20°C) $\mu = 1.10^{-3}$ Pl $N_c = 491$ t/mn
 $\rho = 10^3$ kg.m⁻³

b) Mercure (20°C) $\mu = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Pl $N_c = 55$ t/mn
 $\rho = 13,5 \cdot 10^3$ kg.m⁻³

c) Huile très fluide $\mu = 45 \cdot 10^{-3}$ Pl $N_c = 24540$ t/mn
 $\rho = 0,9 \cdot 10^3$ kg.m⁻³

d) Eutectique $\mu = 2.10^{-3}$ Pl $N_c = 98$ t/mn
 $\rho = 10.10^3$ kg.m⁻³

Donc, notre appareillage, dont la gamme de vitesses est $56 \leq N \leq 1900$ t/mn, permet de faire des mesures en régime laminaire pour tous les produits étudiés ci-dessus, sauf le mercure.

V - ELEVATION DE TEMPERATURE DUE AU CISAILLEMENT

Lorsque le cylindre moteur tourne, le cisaillement du film fluide provoque une élévation de température. Il est important d'évaluer cette augmentation par unité de temps pour connaître d'une part, la durée maximale possible pour un essai sans variation appréciable de température et pour savoir d'autre part, s'il est possible de débrancher les connexions pendant la mesure, afin d'éviter tout couple parasite dû à la rigidité des fils.

Calcul de l'élévation de température maximale des eutectiques :

Supposons que :

- 1) $\mu = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Pl}$
- 2) $N = 145 \text{ t/mn}$ (vitesse utilisée pour les mesures)
- 3) il n'y a pas d'échange avec l'extérieur, c'est donc la condition la plus défavorable.

Le couple d'entraînement du cylindre extérieur est donné par la relation (II-6), soit :

$$M = \mu \pi \omega \frac{4 h R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}$$

Avec les dimensions et les valeurs choisies, on obtient :

$M = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ N.m}$ et la puissance dépensée est : $P = M \cdot \omega$

$$\text{Soit : } P = 4,8 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \pi \cdot 145}{60} = 7,25 \cdot 10^{-2} \text{ joules.sec}^{-1}$$

$$\neq 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ cal.sec}^{-1}$$

En supposant la chaleur spécifique pour le Métal de Wood (37) égale à $40 \text{ cal/}^\circ\text{C.kg}$, le volume de métal liquide cisailé étant de $\pi (R_2^2 - R_1^2) h = 5,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ et la masse volumique

$\rho = 10^4 \text{ kg.m}^{-3}$ l'augmentation de température sera :

$$\Delta \theta = \frac{1,8 \cdot 10^{-2}}{40 \cdot 5,65 \cdot 10^{-6} \cdot 10^4} < 0,01^\circ\text{C} \cdot \text{sec}^{-1}$$

Le temps d'expérimentation étant compris entre 30 secondes et une minute, la mesure peut être considérée comme effectuée à température constante. Il est possible de débrancher les connexions du thermocouple et du chauffage. Le cylindre extérieur est ainsi complètement isolé et aucun moment parasite n'est introduit pendant la mesure.

VI - SYSTEME DE MESURE ET ETALONNAGE

Un doigt débouche de la base du cylindre extérieur et appuie sur une lame de ressort encastrée à une extrémité (fig. 22). La flèche est mesurée par un capteur de déplacement à induction (Philips PR 9310). Elle est directement proportionnelle au couple d'entraînement du cylindre extérieur. Les variations du couple sont déterminées par un pont de mesure (Philips PT 1200) et un enregistreur (Philips PR 2210). L'ensemble lame-capteur a été étalonné à l'aide de poids pour les différentes sensibilités du pont. L'appareillage électronique est celui qui a servi à la mesure du frottement dans la machine à quatre billes.

Calcul de la viscosité :

La relation de Margules (II-6) permet de déterminer la viscosité connaissant les dimensions du viscosimètre, la vitesse du cylindre moteur et le couple d'entraînement du cylindre extérieur M.

On a : $M = F d$ (II-11)

F étant la force exercée par le doigt sur la lame de ressort et d étant le bras de levier de F.

Les relations (II-6) et (II-11) donnent :

$$\mu = \frac{F d}{\frac{2 \pi N}{60}} \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{4 h R_2^2 R_1^2}$$

Pour les dimensions du viscosimètre utilisé et pour $d = 99,7 \times 10^{-3}$ m, on obtient :

$$\mu = 6,05 \frac{F}{N} \quad (II-12)$$

où μ est exprimé en Poiseuilles (Pl), F en Newtons et N en tours par minute.

VII - MESURES DE LA VISCOSITE

Nous avons vu plus haut, que le passage du régime laminaire au régime d'instabilité, a lieu avec notre appareillage à des vitesses relativement faibles. Aussi est-il important de déterminer expérimentalement ces vitesses, pour être sûr d'effectuer les mesures de viscosité dans le domaine d'application de la loi de Newton, c'est-à-dire en régime laminaire. Nous établirons la courbe donnant le couple d'entraînement du cylindre extérieur en fonction de la vitesse du cylindre moteur. Pour les métaux liquides, l'eau et le mercure, cette courbe est constituée par deux tronçons (fig. 23 et 24). Le premier, caractéristique du régime laminaire, est une droite passant par l'origine. Le second correspond au régime d'instabilité. Le régime turbulent n'est pas atteint. Pour éviter les projections de métal liquide, la vitesse limite utilisée est de 400 t/mn. La viscosité est proportionnelle à la pente de la droite du régime laminaire. L'abscisse du point d'intersection des deux tronçons donne la vitesse critique N_c et permet de vérifier le critère de Taylor, notamment pour l'eau distillée dont la viscosité et la densité sont connues.

A) - VERIFICATION DU FONCTIONNEMENT DU VISCOSIMETRE

1°) Eau distillée à 23°C

Nous savons (37) qu'à 23°C, la viscosité de l'eau distillée est de $0,93 \cdot 10^{-3}$ Pl. Nous pouvons vérifier la valeur de la constante de la formule (II-12) en nous servant de la courbe couple-vitesse (fig. 23) obtenue avec notre viscosimètre. Si l'on prend les coordonnées d'un point quelconque de la droite correspondant au régime laminaire (par exemple $M = 3,03 \cdot 10^{-3}$ N.m et $N = 200$ t/mn), on retrouve exactement la valeur de la constante calculée précédemment.

Nous vérifions de plus le critère de Taylor. La vitesse critique expérimentale est de 455 t/mn, alors que le calcul donne $N_c = 460$ t/mn pour $\mu = 0,93 \cdot 10^{-3}$ Pl.

2°) Mercure à 23°C

Nous n'avons pas obtenu de valeurs reproductibles à 56 t/mn, car le couple qui est de l'ordre de 10^{-3} N.m atteint à la fois la limite inférieure de la sensibilité de l'appareillage et la vitesse critique ($N_c = 55$ t/mn). Les points obtenus aux vitesses supérieures correspondent tous au régime d'instabilité (fig. 23) et ne permettent donc pas de calculer la viscosité. Une viscosité

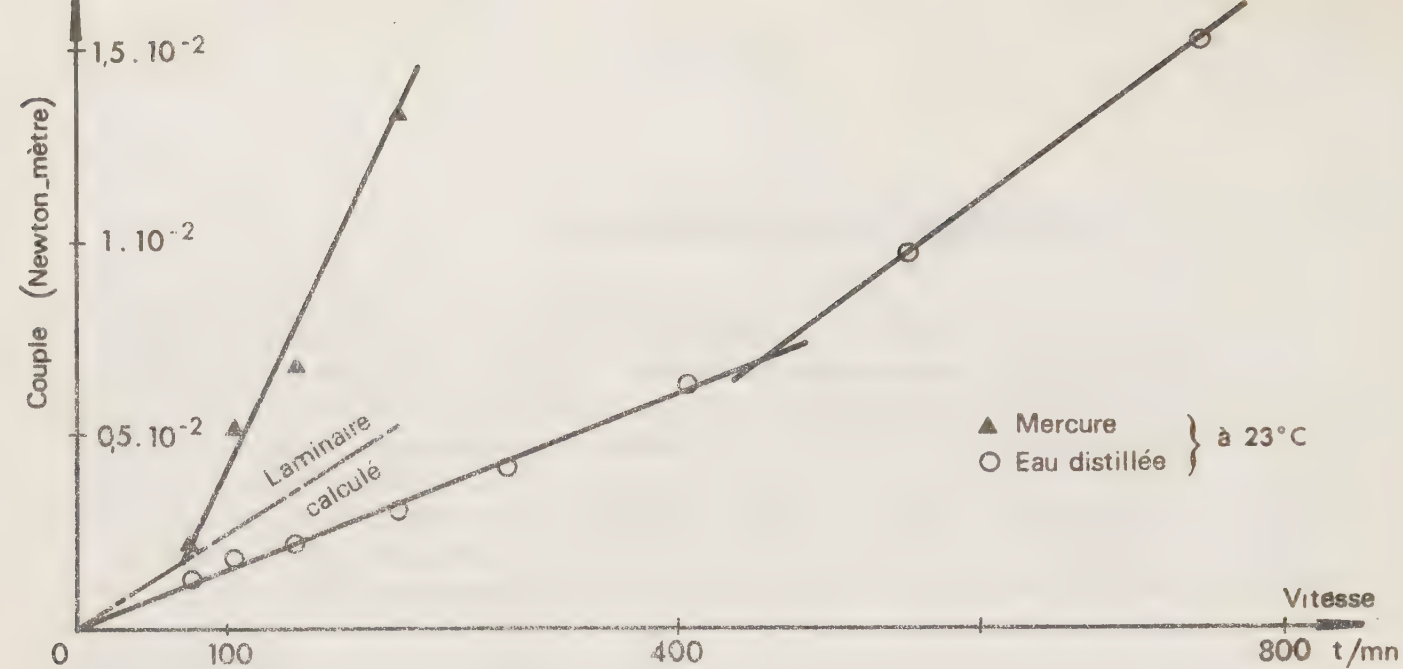


Fig: 23 Régimes d'écoulement pour l'eau et le mercure.

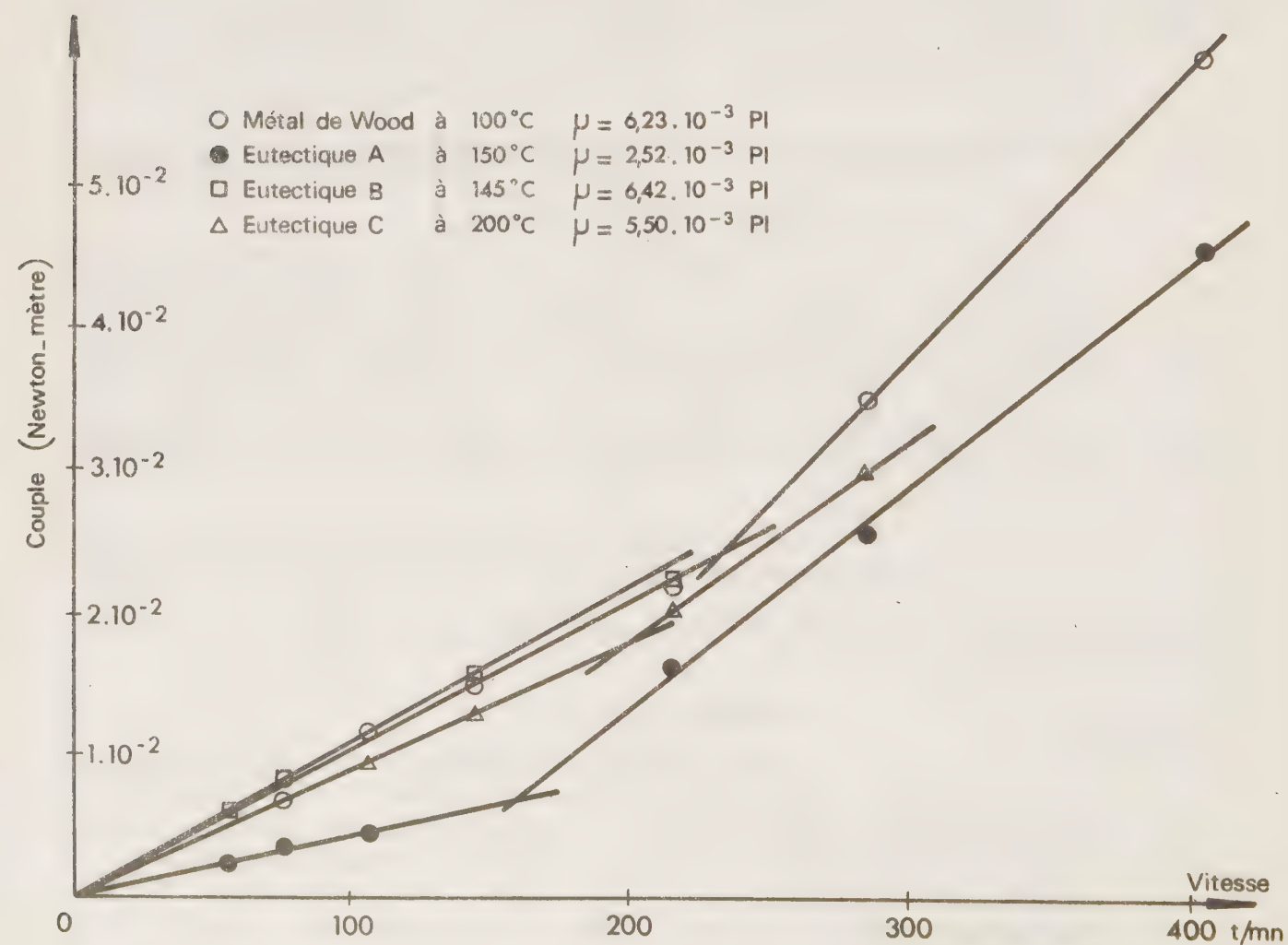


Fig: 24 Régimes d'écoulement des métaux liquides à différentes températures.

apparente de $1,62.10^{-3}$ Pl est obtenue pour le premier de ces points. Cette valeur est comme il se doit légèrement supérieure à la viscosité réelle du mercure qui est de $1,54.10^{-3}$ Pl (37) à cette température.

B) - ESSAIS AVEC LES EUTECTIQUES

1°) Mode opératoire

Les eutectiques sont maintenus liquides dans un four de laboratoire. Avant de verser le métal dans le viscosimètre, la surface est soigneusement débarrassée de toutes traces d'oxydes qui fausseraient les mesures. Pendant la préparation des eutectiques, le viscosimètre est préchauffé à 100°C environ, afin d'éviter toute solidification lors du remplissage. On verse ensuite, après avoir retiré le cylindre moteur, 60 cm^3 de métal liquide dans le fond du cylindre extérieur. Puis on plonge le cylindre moteur jusqu'à ce que le métal déborde dans l'évidement supérieur (fig. 22). L'entrefer est alors correctement rempli. L'ensemble est chauffé et quand la température voulue est atteinte, l'essai proprement dit peut commencer.

2°) Les courbes couple-vitesse et les vitesses critiques

Les courbes obtenues sont données dans la figure 24. On voit que dans le domaine de température et les conditions de cisaillement considérés, les métaux liquides étudiés sont des fluides newtoniens. Les relations (II-6) et (II-12) s'appliquent donc. Les résultats sont résumés sur le tableau III.

Tableau III

Métal	Température d'essai ($^{\circ}\text{C}$)	Viscosité (Pl)	Vitesse critique N_c (t/mn)	
			expérimentale	théorique
Métal de Wood	100	$6,23.10^{-3}$	230	315
Eutectique A	150	$2,52.10^{-3}$	160	145
Eutectique B	145	$6,42.10^{-3}$	> 216	315
Eutectique C	200	$5,50.10^{-3}$	200	280

Fig:25

Variation de la viscosité des eutectiques en fonction de la température

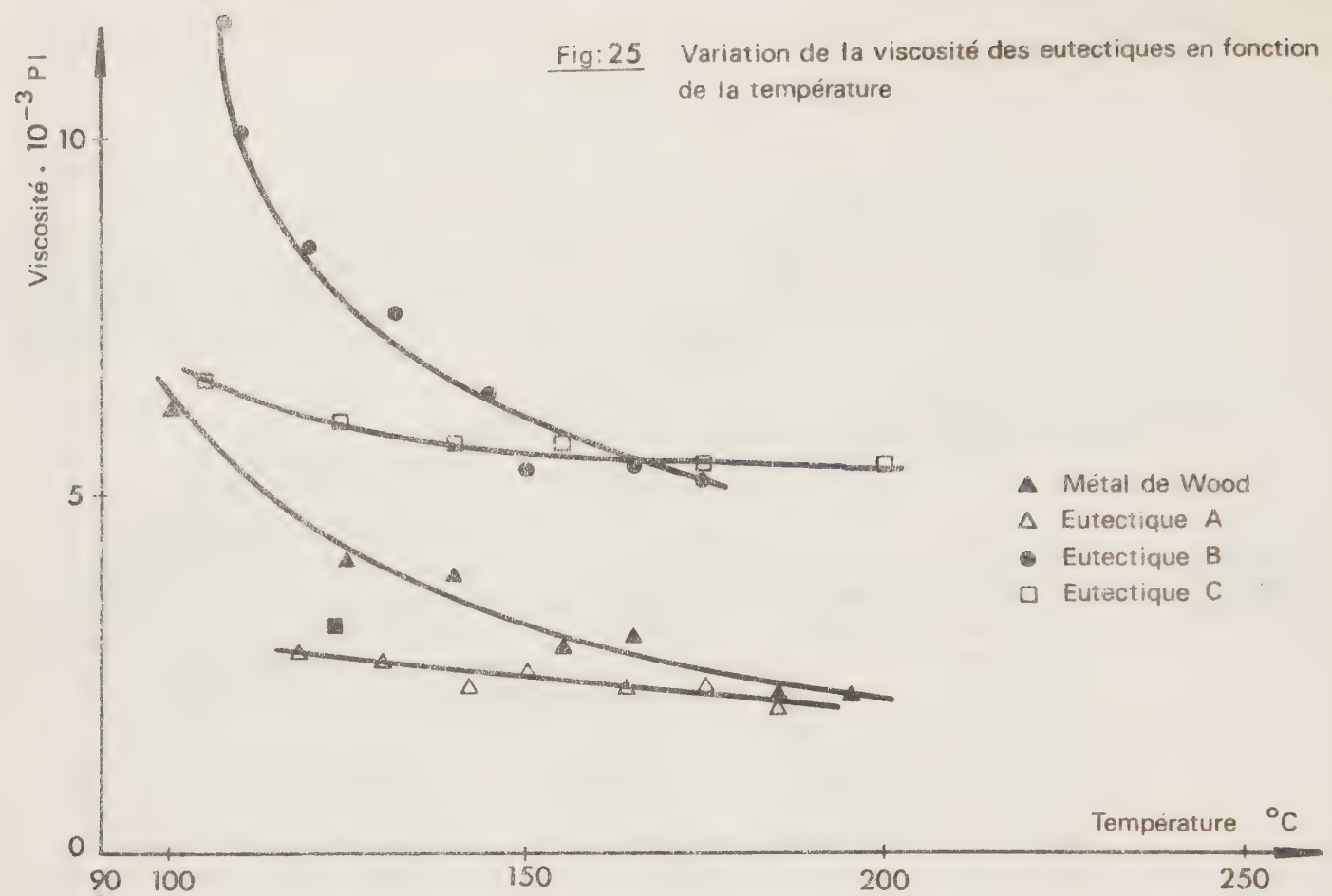
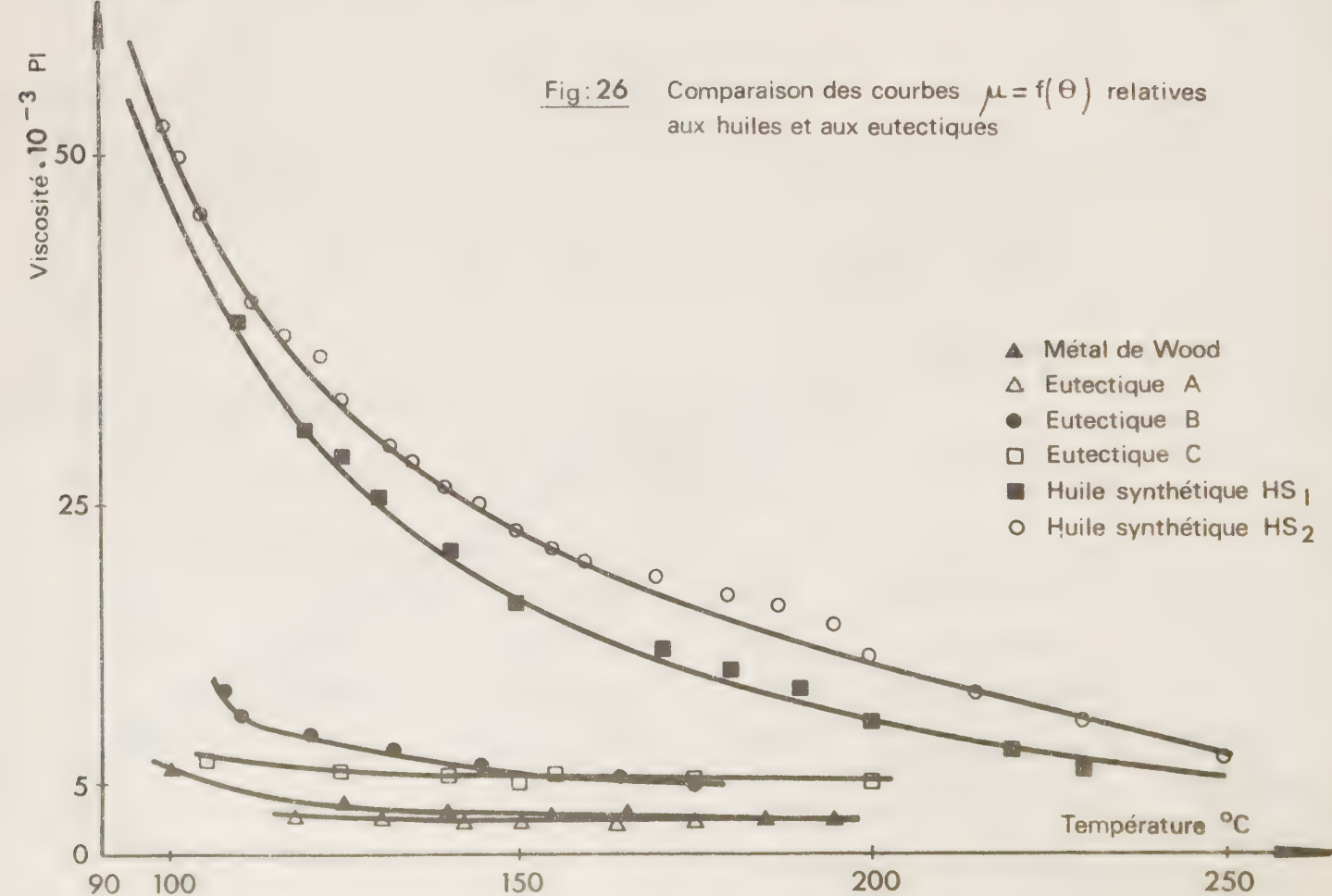


Fig:26

Comparaison des courbes $\mu = f(\theta)$ relatives aux huiles et aux eutectiques

Au-delà de 216 t/mn, l'eutectique B qui mouille plus que les autres métaux, forme une croûte qui perturbe les mesures

Les vitesses critiques ainsi déterminées sont supérieures à la vitesse calculée plus haut, pour laquelle nous avons choisi les valeurs approximatives $\mu = 2.10^{-3}$ Pl et $\rho = 10^4$ kg.m⁻³. La relation (II-10) montre que la vitesse critique N_c est fonction de la viscosité cinématique (μ/ρ). Pour les valeurs de viscosité dynamique et de masse volumique mesurées, on calcule la vitesse critique N_c (dernière colonne du tableau III ci-dessus). En général, les valeurs expérimentales sont plus faibles que les valeurs théoriques. Cette différence pourrait provenir du faible défaut de centrage ($\pm 0,02$ mm) mentionné plus haut inhérent à tout système mécanique et dont l'effet augmenterait avec la masse volumique.

3°) Courbes viscosité-température pour les eutectiques

La vitesse qui est à la fois inférieure à toutes les vitesses critiques déterminées par les essais ci-dessus et comprise dans la gamme de notre appareillage est 145 t/mn. Elle nous permet d'obtenir dans le régime laminaire un couple élevé, et par conséquent, des valeurs précises de viscosité, pour tous les métaux liquides. A cette vitesse, nous augmentons progressivement la température depuis le point de fusion et nous mesurons le couple (donc la viscosité) à différentes températures. On arrête les essais dès l'apparition des premières irrégularités sur les couples enregistrés.

Nous obtenons ainsi les courbes données par la figure 25. On remarque que, le Métal de Wood et l'eutectique B d'une part, les eutectiques A et C d'autre part, ont des variations semblables. Pour les premiers, cette variation est plus importante que pour les deux autres. Les résultats sont consignés dans le tableau IV.

Tableau IV

Métal de Wood	$6,23 \leq \mu \leq 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ Pl}$ $100 \leq \theta \leq 200^{\circ}\text{C}$
Eutectique A	$2,85 \leq \mu \leq 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ Pl}$ $118 \leq \theta \leq 185^{\circ}\text{C}$
Eutectique B	$11,65 \leq \mu \leq 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ Pl}$ $108 \leq \theta \leq 175^{\circ}\text{C}$
Eutectique C	$6,6 \leq \mu \leq 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ Pl}$ $105 \leq \theta \leq 200^{\circ}\text{C}$

Les températures supérieures indiquées sont celles au-delà desquelles apparaissent les premières irrégularités et sont donc les températures maximales d'utilisation en atmosphère normale. L'injection d'azote dans le cylindre extérieur avant l'essai et sur le trop-plein, pendant l'essai, n'a pas fait varier sensiblement ces températures maximales. Nous ne pouvons prétendre avoir ainsi éliminé tout l'oxygène.

OXYDATION DES EUTECTIQUES EN ATMOSPHERE NORMALE

Nous avons observé la formation d'oxydes lors des essais sur la machine à quatre billes. L'oxyde se formant ici n'est pas nuisible, car les points de contact sont noyés dans le lubrifiant. Dans le viscosimètre, par contre, il se forme sur la surface inférieure au contact avec la bulle d'air (fig. 22), remonte ensuite dans l'entrefer où il fausse les mesures et apparaît finalement dans le trop-plein supérieur.

L'utilisation des eutectiques en atmosphère neutre ou sous vide est sans doute possible à des température bien supérieures.

C) - VISCOSITE DES HUILES

Avec les huiles, l'écoulement est toujours laminaire pour toutes les vitesses de notre appareillage. Pour les huiles HS₁ et HS₂, nous avons adopté $N = 216 \text{ t/mn.}$ A cette vitesse, le couple d'entraînement est suffisamment élevé pour obtenir des mesures précises et les risques de projections d'huiles sont négligeables. L'ensemble est chauffé à 250°C et les mesures de viscosité sont faites par températures décroissantes. Cette manière de procéder évite de rebrancher le chauffage entre deux mesures. Nous avons ainsi obtenu les courbes de la figure 26. Notons que sur les abaques ASTM, ces courbes se transforment en droites (26).

VIII - CONCLUSION

La figure 26 rassemble les courbes viscosité-température pour les huiles et les eutectiques étudiés. On constate que la viscosité des métaux liquides est toujours plus faible que celle des huiles et que leur variation avec la température est négligeable si on la compare à celle des huiles. De plus, les viscosités des différents eutectiques sont du même ordre de grandeur. Aussi, comme la machine à quatre billes n'est pas sensible à de faibles écarts de viscosité (38), est-il impossible d'expliquer uniquement à partir des résultats ci-dessus, le comportement individuel ou général des métaux à bas point de fusion.

CHAPITRE III

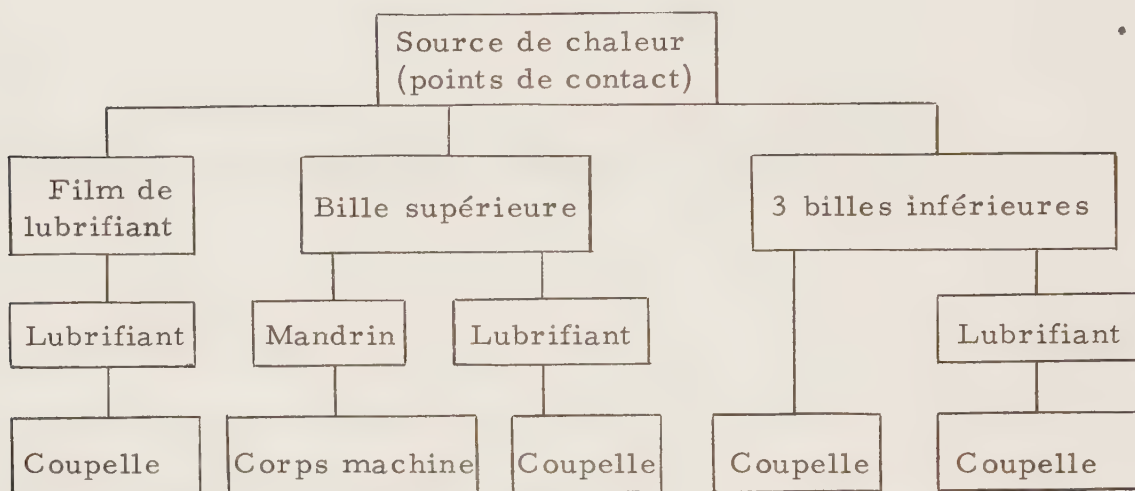
ETUDE DU POUVOIR D'EVACUATION CALORIFIQUE

Les lubrifiants, comme les fluides de coupe, ont souvent entre autres rôles, celui de réduire le frottement, c'est-à-dire de posséder de bonnes propriétés lubrifiantes, et d'évacuer la chaleur dégagée. Nous avons vu que les eutectiques ont un pouvoir lubrifiant exceptionnel que nous avons attribué à leur pouvoir refroidisseur élevé. Il nous reste à déterminer qualitativement ce dernier et à comparer celui des huiles à celui des métaux liquides.

I - TRANSMISSION DE LA CHALEUR DEGAGEE PAR FROTTEMENT

Considérons la transmission de chaleur dans la coupelle de la machine à quatre billes pendant un essai d'une minute. Le frottement aux points de contact engendre un échauffement. Supposons que toute la puissance dissipée par frottement est transformée en chaleur. Pour un coefficient de frottement de 0,1, valeur moyenne obtenue avec les huiles et les métaux liquides (fig. 20), et la vitesse de glissement de $0,58 \text{ m. sec}^{-1}$, la chaleur dégagée varie entre 500 et 13 500 calories quand la charge appliquée passe de 300 à 8000 Newtons.

La transmission de cette chaleur à la coupelle et à la machine peut être schématisée de la manière suivante :



A) - PAR LE FILM DE LUBRIFIANT

D'après LANE (39), l'élévation de température des surfaces de contact est donnée par l'équation :

$$\Delta\theta = 8,62 \frac{xf P_1}{d} \quad (III-1)$$

où f est le coefficient de frottement, P_1 la charge au point de contact en Newtons, d le diamètre moyen de la trace d'usure en millimètres et x un paramètre qui dépend de d .

Cette relation ne tient pas compte du refroidissement dû au film de lubrifiant. Les valeurs trouvées avec l'équation (III-1) sont donc supérieures aux valeurs réelles. Le calcul donne pour nos essais une élévation de température maximale de 200°C.

Nous savons que les calottes d'usure ne sont pas assez importantes pour obtenir la séparation totale des billes par un film de lubrifiant. Le volume de lubrifiant qui balaye les surfaces de contact est donc inférieur au volume correspondant à un palier entièrement formé. En conséquence pour une élévation de température donnée, une plus grande quantité de chaleur est évacuée par le lubrifiant dans le cas du palier complet. Si nous considérons d'une part que l'élévation de température est celle obtenue avec l'équation de Lane (III-1), et d'autre part, que le palier est complet, nous nous plaçons dans le cas où l'évacuation thermique par le film est maximale. Prenons pour épaisseur de film et diamètre d'empreinte les valeurs respectives de 1 micron et 2 mm, supérieures aux valeurs réelles. La chaleur évacuée peut être évaluée en considérant la masse thermique d'une tranche de lubrifiant ($S = 2 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$) perpendiculaire au mouvement qui balaye la surface de contact à la vitesse de glissement ($V_g = 0,58 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$), soit:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = S \cdot V_g \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta \theta$$

Le produit ($\rho \cdot c_p$) étant sensiblement le même dans le cas d'une huile et d'un métal ^P liquide, on obtient dans les deux cas, pour la minute d'essai et pour les trois points de contact :

$$Q = 20 \text{ calories}$$

En conclusion, dans une machine à quatre billes, l'évacuation thermique par le film lubrifiant aux points de contact est négligeable par rapport à la chaleur totale engendrée par frottement.

B) - PAR LE MANDRIN PORTE-BILLE

On peut considérer que la transmission de chaleur par le mandrin est analogue à l'écoulement dans un cylindre en acier, de diamètre 25 mm et de longueur 100 mm. Aux extrémités du cylindre, la température varie entre 100 et 250°C du côté de la coupelle et est sensiblement égale à 50°C du côté du moteur. En appliquant la loi de Fourier, on trouve qu'à la fin d'un essai d'une minute, la chaleur évacuée par le mandrin varie suivant la température d'essai, entre 150 et 600 calories.

Notons d'une part que, sauf aux faibles charges, cette quantité est négligeable par rapport à la chaleur dégagée par frottement et surtout qu'elle est indépendante du lubrifiant.

C) - PAR LES BILLES FIXES A LA COUELLE

Chacune des billes inférieures touche la coupelle en deux points, l'un sur la paroi latérale, l'autre sur le fond. Par conduction, une partie de la chaleur emmagasinée dans les billes est transmise directement à la coupelle. Mais le contact étant ponctuel et le gradient de température étant faible, la chaleur évacuée de cette manière est négligeable.

D) - PAR LES BILLES AU LUBRIFIANT

Les considérations précédentes montrent que la plus grande partie de la chaleur produite par frottement passe directement des billes au lubrifiant. Ce dernier est donc l'agent principal de transfert de calories.

Le volume interne de l'enceinte peut être divisé en deux régions : l'une supérieure comprenant les points de contact et la bille motrice, l'autre inférieure intéressant la majeure partie des billes fixes. La première où le brassage est important est une zone de convection forcée turbulente, alors que dans la deuxième il s'agit plus vraisemblablement d'une convection forcée laminaire. Cette dernière intéresse la plus grande surface de billes (85 %) et la plus grande partie du lubrifiant (75 %), mais les températures sont plus élevées dans la première région.

L'analyse de ces phénomènes fait intervenir les caractéristiques physiques suivantes : la chaleur spécifique à pression constante (c_p), la conductivité thermique (λ) et le coefficient de convection (α).^p La détermination rigoureuse de ces différentes grandeurs pour les produits étudiés est longue et délicate.

On sait que la quantité de chaleur transmise par convection est donnée par la relation approchée :

$$Q_c = \alpha A \Delta\theta$$

où A est la surface intéressée et $\Delta\theta$ la différence de température. Dans l'étude de la convection, on utilise les nombres sans dimensions suivants :

le nombre de Nusselt

$$N = \frac{\alpha L}{\lambda}$$

le nombre de Reynolds

$$R = \frac{\rho V L}{\mu}$$

le nombre de Prandtl

$$P = \frac{\mu^c}{\lambda} \frac{\rho}{\lambda}$$

où L est une grandeur géométrique, V la vitesse moyenne de l'écoulement, μ la viscosité dynamique du fluide et ρ la masse volumique.

En convection forcée, on peut écrire :

$$N = k R^{n_1} P^{n_2}$$

ou encore

$$\alpha = k \frac{\lambda}{L} \left(\frac{\rho V L}{\mu} \right)^{n_1} \left(\frac{\mu^c}{\lambda} \frac{\rho}{\lambda} \right)^{n_2} \quad (\text{III-2})$$

Les constantes k, n_1 et n_2 sont déterminées expérimentalement et connues dans des cas géométriques simples pour lesquels n_1 et n_2 obtenues sont voisines de 1/4 et 1/3 (40).

Dans notre problème particulier, la détermination expérimentale est complexe. En effet, la température de la surface des billes n'est pas constante, les vitesses d'écoulement du lubrifiant dans la coupelle sont variables et la température du lubrifiant n'est pas uniforme. Aussi, sommes-nous réduits à étudier les nombres caractéristiques et à voir si indépendamment de tous les aspects ci-dessus, les différences entre les propriétés physiques des huiles (HS) et des métaux liquides (ML) sont suffisamment grandes pour masquer l'imprécision qui existe dans le choix concernant les exposants n_1 et n_2 , que nous serons appelés à faire.

La grandeur géométrique L est identique pour les eutectiques et les huiles. Nous considérons pour les besoins de cette discussion, que les vitesses d'écoulement sont les mêmes dans les deux cas, ce qui revient à défavoriser les métaux liquides. Nous allons comparer les différents nombres caractéristiques à 100 et 250°C.

1°) Nombre de Reynolds

Pour comparer les nombres de Reynolds respectifs, il suffit de considérer leurs masses volumiques et leurs viscosités respectives. Prenons :

pour le métal de Wood $\rho_{ML} = 10.10^3 \text{ kg.m}^{-3}$

à 100°C $\mu_{ML} = 5.10^{-3} \text{ Pl}$

à 250°C $\mu_{ML} = 5.10^{-3} \text{ Pl}$

pour l'huile $\rho_{HS} = 1.10^3 \text{ kg.m}^{-3}$

à 100°C $\mu_{HS} = 50.10^{-3} \text{ Pl}$

à 250°C $\mu_{HS} = 5.10^{-3} \text{ Pl}$

Il vient :

à 100°C $R_{ML} \neq 100 R_{HS}$

et à 250°C $R_{ML} \neq 10 R_{HS}$

2°) Nombre de Prandtl

Le rapport à considérer est $\mu c_p / \lambda$. Nous connaissons les valeurs de μ (ci-dessus). Pour c_p et λ prenons les valeurs moyennes suivantes :

pour le métal de Wood $(c_p)_{ML} = 40 \text{ cal/}^\circ\text{C kg}$ (37)

$(\lambda)_{ML} = 15 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

Les valeurs de λ pour les eutectiques à l'état liquide n'étant pas connues, nous avons choisi de prendre une valeur moyenne comprise entre celle du bismuth et du plomb fondus (40). Les ordres de grandeur seront respectés même si la valeur de λ choisie est deux à trois fois supérieure à la valeur réelle.

$$\text{Pour l'huile (40)} \quad (c_p)_{\text{HS}} = 500 \text{ cal/}^\circ\text{C.kg}$$

$$(\lambda)_{\text{HS}} = 0,15 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

Dans ces conditions :

$$\text{à } 100^\circ\text{C} \quad \mathcal{P}_{\text{ML}} \neq 10^{-4} \mathcal{P}_{\text{HS}}$$

$$\text{à } 250^\circ\text{C} \quad \mathcal{P}_{\text{ML}} \neq 10^{-3} \mathcal{P}_{\text{HS}}$$

3°) Coefficients de convection

Calculons d'après (III-2) les coefficients de convection.

a) à 100°C

$$\alpha_{\text{ML}} = k \frac{\lambda_{\text{ML}}}{L} (100 \mathcal{R}_{\text{HS}})^{n_1} (10^{-4} \mathcal{P}_{\text{HS}})^{n_2}$$

$$\alpha_{\text{HS}} = k \frac{\lambda_{\text{HS}}}{L} (\mathcal{R}_{\text{HS}})^{n_1} (\mathcal{P}_{\text{HS}})^{n_2}$$

$$\text{soit} \quad \frac{\alpha_{\text{ML}}}{\alpha_{\text{HS}}} = \frac{\lambda_{\text{ML}}}{\lambda_{\text{HS}}} (100)^{n_1} (10^{-4})^{n_2}$$

$$\text{or} \quad \lambda_{\text{ML}} = 15 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad \lambda_{\text{HS}} = 0,15 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

$$\text{soit} \quad \frac{\alpha_{\text{ML}}}{\alpha_{\text{HS}}} = 100 (100)^{n_1} (10^{-4})^{n_2}$$

Si $n_1 = n_2 = 1/4$ Il vient :

$$\alpha_{\text{ML}} \neq 30 \alpha_{\text{HS}}$$

b) à 250°C :

$$\alpha_{ML} = k \frac{\lambda_{ML}}{L} (10 R_{HS})^{n_1} (10^{-3} \mathcal{F}_{HS})^{n_2}$$

soit
$$\frac{\alpha_{ML}}{\alpha_{HS}} = 100 (10)^{n_1} (10^{-3})^{n_2}$$

et
$$\alpha_{ML} \neq 30 \alpha_{HS}$$

Dans le cas de la convection naturelle, on utilise une relation de la forme :

$$\mathcal{N} = k' (\mathcal{F} \cdot \mathcal{G})^{n_3} \quad (\text{III-3})$$

où $\mathcal{G}$ est le nombre de Grashof, qui fait intervenir les forces massiques dues à l'existence du gradient de température. Ce nombre s'écrit :

$$\mathcal{G} = \frac{L^3 g \beta \theta \rho^2}{\mu^2}$$

où g est l'accélération de la pesanteur, β le coefficient de dilatation cubique et θ la température.

En supposant $\beta_{ML} = \beta_{HS}$, on obtient par un raisonnement analogue au précédent et pour $n_3 = 1/4$

à 100°C
$$\alpha_{ML} \neq 100 \alpha_{HS}$$

à 250°C
$$\alpha_{ML} \neq 60 \alpha_{HS}$$

4°) Conclusion

Le raisonnement précédent montre que quel que soit le type de convection, le coefficient α des métaux liquides est vraisemblablement au moins 30 fois supérieur à celui des huiles.

Pour étayer cette conclusion, devant l'impossibilité de faire une mesure valable du pouvoir d'évacuation calorifique du lubrifiant pendant un essai sur la machine à quatre billes, nous avons choisi de comparer les pouvoirs refroidisseurs des eutectiques et des huiles dans l'expérience la plus simple possible. Celle-ci consiste à plonger une bille préalablement chauffée dans la coupelle remplie de lubrifiant et de suivre la chute de température de la bille. Nous réalisons ainsi un échange par convection forcée au moment de la plongée et par convection naturelle par la suite.

Si de cette manière la chute de température de la bille est plus rapide pour les eutectiques que pour les huiles, nous aurons confirmé que les métaux liquides ont un pouvoir refroidisseur supérieur à celui des huiles.

II - MONTAGE EXPERIMENTAL (figure 27)

Une des billes destinées à l'étude du pouvoir lubrifiant (diamètre = 12,7 mm) percée d'un trou borgne (diamètre 1,2 mm et profondeur 11,7 mm) est brasée sur un tube métallique emmanché dans un support creux isolant (téflon). Un thermocouple (thermo-coax Fe - K, diamètre extérieur 1 mm) bute au fond du trou borgne. On chauffe la bille au-dessus de 300°C à l'aide d'un bec Bunsen. Elle est ensuite débarrassée du noir de fumée qui s'y est déposé. Le lubrifiant (eutectique ou huile) est porté à 100°C dans la coupelle chauffante de la machine à quatre billes. Lorsque la bille est à 300°C on la plonge dans le lubrifiant à 100°C. Un support fixé sur la tige de la bille assure la reproductibilité du positionnement au centre et à mi-hauteur de la coupelle, de façon à ce que la bille soit noyée entièrement et toujours au même endroit. Un enregistreur (Philips PR 4163) permet de suivre la chute de température de la bille en fonction du temps. La température du bain est sensiblement constante.

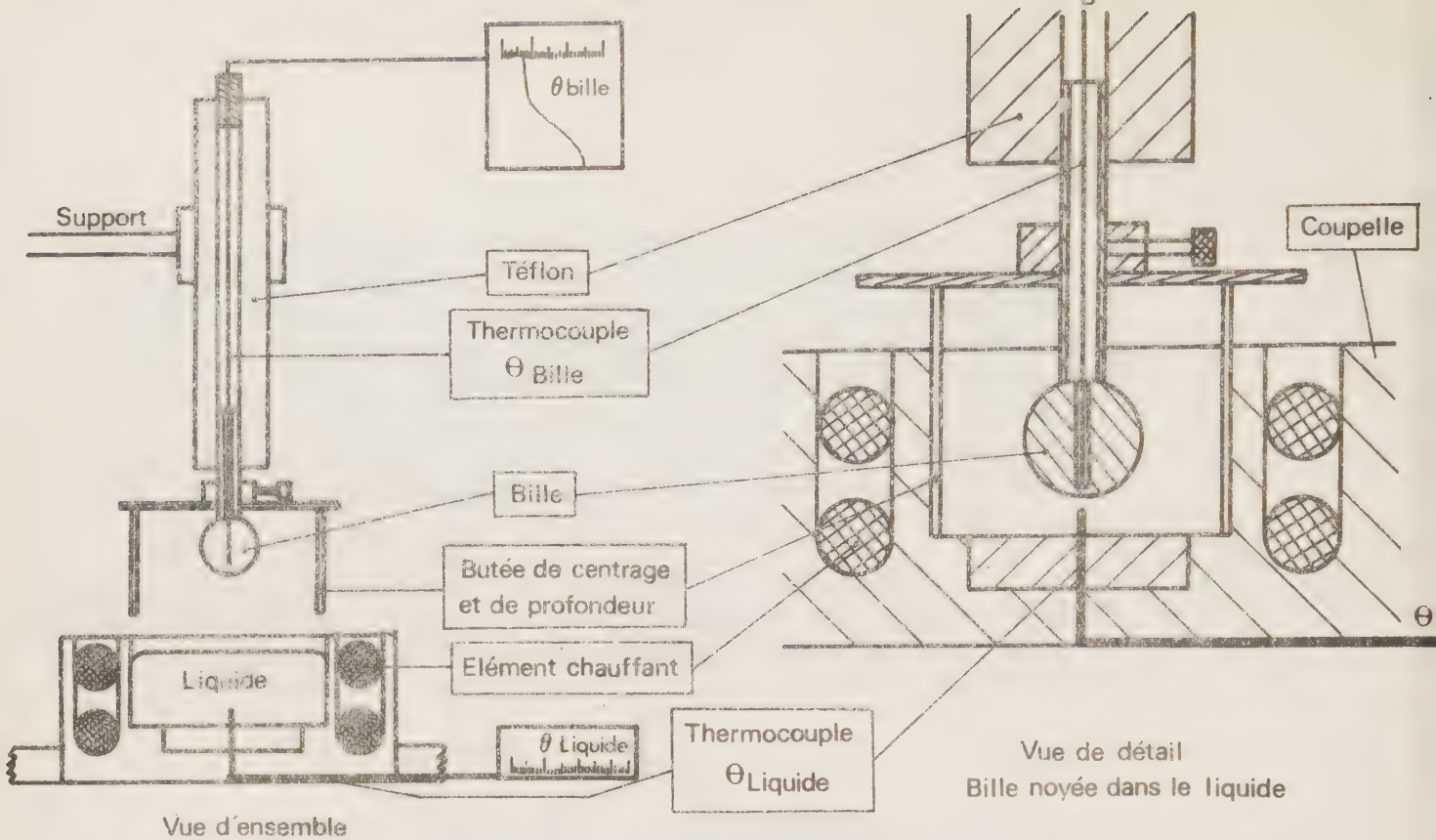


Fig:27 Montage d'essai pour l'étude qualitative du pouvoir d'évacuation calorifique

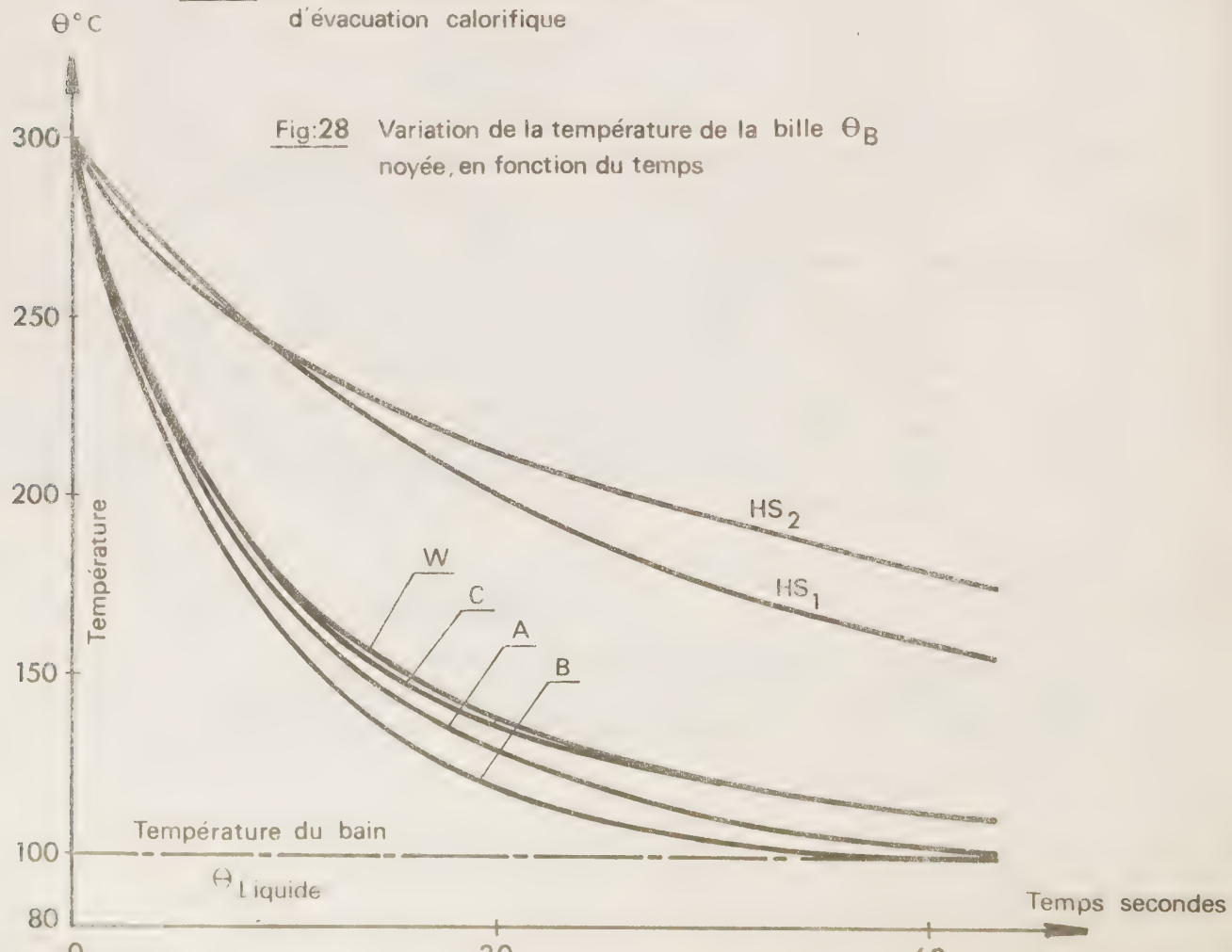


Fig:28 Variation de la température de la bille Θ_B noyée, en fonction du temps

III - RESULTATS

La figure 28 donne les variations de la température de la bille en fonction du temps. Les enregistrements transcrits en coordonnées semi-logarithmiques donnent des droites de pente négative. Ainsi, on peut écrire :

$$\theta_B - \theta_L = (\theta_B - \theta_L)_{\text{Max}} e^{-\frac{t}{\tau}}$$

où θ_B est la température de la bille, θ_L la température du liquide, t le temps et τ le temps au bout duquel :

$$\theta_B - \theta_L = \frac{(\theta_B - \theta_L)_{\text{Max}}}{e}$$

On voit que pour les métaux liquides, la chute de température est très rapide alors que pour les huiles, le phénomène est beaucoup plus lent. Avec les eutectiques, la température du bain, qui reste constante, est atteinte au bout d'une minute. Pour les huiles, il faut attendre plusieurs minutes.

Le temps τ permet de caractériser le pouvoir d'évacuation calorifique des lubrifiants. Le tableau V donne les valeurs moyennes trouvées pour τ :

TABLEAU V

Lubrifiant	Métal de Wood	Eutectique A	Eutectique B	Eutectique C	Huile HS ₁	Huile HS ₂
Valeur de τ (secondes)	15,8	14,2	12,6	15	46	65

IV - CONCLUSION

Nous voyons que les métaux liquides sont de bien meilleurs agents refroidisseurs que les huiles. Pour l'eutectique B qui mouille mieux que les autres, on trouve la valeur de ζ la plus faible. Ce fort pouvoir mouillant et ce pouvoir refroidisseur élevé nous ferait croire que cet eutectique est un excellent lubrifiant. En fait, si l'eutectique B comme les autres métaux à bas point de fusion étudiés, possède un pouvoir lubrifiant supérieur à l'huile synthétique HS₁, il est très inférieur aux autres métaux. Il est difficile d'expliquer ce phénomène. Notons toutefois, que cet eutectique, bien que newtonien à 145°C (fig. 24) présente un aspect pâteux vers 100°C. Il se pourrait que le métal B soit plus sensible que les autres à de faibles écarts de composition. On sait en effet, que si celle-ci n'est pas rigoureusement exacte, l'alliage peut être pâteux au voisinage du point de fusion théorique (37). Or, on trouve dans la littérature technique (15) (36) (37) (41) différentes compositions, voisines l'une de l'autre, pour ces mélanges. On comprend qu'un eutectique pâteux ait un faible pouvoir lubrifiant. Ceci expliquerait les résultats obtenus avec le métal liquide B sur la machine à quatre billes (fig. 14).

Les pouvoirs d'évacuation calorifique des différents eutectiques sont comparables et sont très supérieurs à ceux des huiles. Ceci, d'après nous, explique l'excellent comportement de ces alliages dans la machine d'essais. On se rappelle que les courbes usure-charge (fig. 4) sont très régulières et que l'on est en présence d'une zone d'usure modérée prolongée. HOPKINS et WILSON (19) d'une part, MATVEESKII (42) d'autre part, disent que le passage d'un taux d'usure à l'autre pour une charge et une vitesse données a lieu quand la température du lubrifiant atteint une valeur donnée, appelée température de transition. Toutefois, ce critère nous paraît trop rigide, car il ne tient pas compte des antécédents, c'est-à-dire, du temps, des écarts de charge et de la configuration dont nous avons souligné plus haut l'importance. On conçoit néanmoins, que le passage d'un taux d'usure à l'autre soit lié à un phénomène thermique et comme les métaux à bas point de fusion, sont d'excellents agents refroidisseurs, ce passage est repoussé de plus en plus, de sorte que l'on se trouve en présence d'excellents lubrifiants dans un large domaine de température et de charge.

CONCLUSIONS

Le but de cette étude était l'évaluation du pouvoir lubrifiant, entre 100 et 250°C de quatre eutectiques à base de bismuth, avec les additions suivantes : plomb, étain et cadmium, pris ensemble ou par groupe de deux. Cette recherche a été effectuée sur une machine à quatre billes, banc classique d'essais qui ne nécessite aucun pompage du lubrifiant. Le comportement des quatre alliages est comparé à celui de deux huiles synthétiques.

Pour effectuer les essais à température élevée, une coupelle chauffante a été réalisée. Une mesure beaucoup plus sensible du couple de frottement a été substituée au système original. Une nouvelle présentation des données a été introduite car les abaques sur lesquels on rapporte généralement les résultats de la machine à quatre billes peuvent être trompeurs.

Ces travaux sont complétés par l'étude de la viscosité et du pouvoir d'évacuation calorifique des six produits étudiés. Un viscosimètre de Couette à température variable a été mis au point. On a analysé les modes de transfert à la coupelle de la chaleur engendrée par le frottement et estimé le rapport entre les coefficients de convection des huiles et des eutectiques. Une expérience simple a permis de confirmer qualitativement les conclusions théoriques.

Les résultats obtenus sur la machine à quatre billes montrent que les métaux à bas point de fusion sont des lubrifiants supérieurs aux huiles synthétiques dans la gamme de température considérée (100-250°C). Plus la température est élevée, plus cette différence est sensible. Les viscosités des différents eutectiques sont du même ordre de grandeur. Elles sont faibles et leur variation avec la température est négligeable si on la compare à celle des huiles. On ne peut pas à partir des faibles valeurs de viscosités mesurées expliquer le pouvoir lubrifiant élevé des métaux liquides. D'autre part, comme la machine d'essais est insensible aux faibles écarts de viscosité, on ne peut s'attendre à retrouver, en considérant

les courbes usure-charge , les légères différences de viscosité des quatre eutectiques. Le pouvoir refroidisseur est sensiblement plus élevé pour les métaux liquides que pour les huiles. En supposant que le passage d'un taux d'usure à l'autre est déterminé, entre autres, par un phénomène thermique, on conçoit que les lubrifiants qui ont un pouvoir refroidisseur élevé, comme les eutectiques, puissent retarder ce passage et diminuer l'usure totale. Avec les métaux liquides, on reste dans un régime d'usure modérée, le régime d'usure sévère n'étant pas atteint comme c'est le cas avec les huiles (fig. 4). On comprend l'importance pratique de ce phénomène. En effet, dans tout contact lubrifié, on se doit de rester en régime d'usure modérée, car l'usure sévère entraîne, à plus ou moins brève échéance, la destruction et le remplacement de pièces et souvent l'immobilisation des machines.

Le pouvoir refroidisseur élevé explique les excellentes propriétés lubrifiantes des eutectiques étudiés. On peut penser que dans des applications particulières, certains métaux à bas point de fusion sont susceptibles de prendre le relais des huiles synthétiques au-delà de certaines températures.

BIBLIOGRAPHIE

- (1) A. BARTEL -
Getriebeschmierung (Ingenieurwissen 5, VDI - Verlag, 1962, Düsseldorf)
- (2) F.P. BOWDEN et D. TABOR -
Friction et lubrification (Monographies Dunod, Paris - 1959)
- (3) G.W. ROWE -
Solid lubricants (Res. Appl. Ind., 1961, 14, 4, p. 137-142)
- (4) W.A. GROSS -
Gas film lubrication (John Wiley and Sons, Inc., New-York, London 1962)
- (5) J. SEJOURNET -
Le filage de l'acier avec verre lubrifiant (Rev. de Métallurgie LIII, 12, 1956, p. 897-914)
- (6) J.W. KISSEL - W.A. GLAESER et C.M. ALLEN -
Frictional behavior of Sodium - Lubricated materials in a controlled high temperature environment (Wear 5, 1962, p. 446-457)
- (7) J.W. KISSEL - W.A. GLAESER et CM. ALLEN -
Sliding contact frictional behavior in sodium environments (Asle Trans., 5, 1962, p. 39-44)
- (8) P.H. STAHLHUTH et R.J. TRIPPETT -
Liquid metal bearing performance in laminar and turbulent regimes (Asle Trans., 5, 1962, p. 427-436)
- (9) W. MARKERT et K.M. FERGUSON -
Use of rolling contact bearing in low viscosity liquid metal lubricants (Lubr. Eng. 13, 5, 1957, p. 285-290)
- (10) M. IMAI et E. RABINOWICZ -
Lubrication by low - melting - point metals at elevated temperatures (Asle Trans., 6, 1963, p. 286-294)
- (11) NORIMUNE SODA - YUKIO MIYAKAWA -
Molten metals as lubricants (Rep. Inst. Sc. Techn., Univ. Tokyo, 1948, 2, 5-6, p. 18-28)
- (12) A. SCHILLING -
La lubrification - Influence des températures maximales (Rev. Inst. France du Pétrole, 1964, XIX, 4, p. 500-521)
- (13) J.L. MORRIS -
Review of liquid metal lubrication research programs (Aerospace fluids and lubricants conference, San Antonio, Texas, April 16-19, 1963)
- (14) D.H. BUCKLEY et R.L. JOHNSON -
Gallium - Rich films as Boundary Lubricants in Air and in Vacuum to 10⁻⁹ mmHg (Asle Trans., 6, 1963, p. 1-11)
- (15) Handbook of Chemistry and Physics (44e Ed., Chem. rubb. Publ., 1963, p. 1528 et 2378)
- (16) G.D. BOERLAGE -
Four ball Testing Apparatus for Extrem Pressure Lubricants (Eng. July 14, 1933, p. 46-47)

- (17) W. ARNDT -
Modifikation des Vierkugelapparates (Mineraloel - Technik, 1958, 12,3)
- (18) Ch. SPAR et F. DAMASCO -
High - Temperature Fluid Lubrication. (Asle Trans., 7, 1964, p. 211-217)
- (19) Y. HOPKINS et D. WILSON -
Transition temperatures in the Four - Ball Wear Tester (Lubr. Eng. 20, 8, 1964, p.305-310)
- (20) Notice d'emploi de l'appareil à quatre billes rédigée par la station d'essais de Delft de la Royal Dutch Shell.
- (21) M. GODET et R. BORNEMANN -
Une nouvelle famille de lubrifiants - Les métaux liquides - Essais à 150°C sur "machine à quatre billes" (La Mach.-Outil Franç. n° 201, 1964, p. 107-113)
- (22) M. GODET -
La théorie des deux lignes - Essais des lubrifiants (C.R. Acad. Sc. Paris, t. 258, p. 71-74, 6 Janvier 1964)
- (23) M. GODET -
Contribution à l'étude de l'abrasion et du grippage dans le frottement lubrifié (à paraître)
- (24) F.P. BOWDEN et D. TABOR -
The Friction and Lubrication of Solids, Tome II (Oxford, Clarendon Press, 1964, p. 350)
- (25) R. DIERGARTEN - J. STOCKER et H. WERNER -
Erfahrungen mit dem Vierkugel - Apparat zur Beurteilung von Schmierstoffen (Erdöl und Kohle, 8, Nr. 5, Mai 1955, p. 312-318)
- (26) J.L.E. GROFF -
A.B.C. du graissage (Ed. Technip, 1961, Paris - p. 23 et 48)
- (27) O. REYNOLDS -
On the theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments - (Phil. Trans: Roy. Soc., London, Vol. 177, 1886)
- (28) V.N. BORSOFF -
The effect of Oil Viscosity on the Power - Transmitting Capacity of Spur Gears. (ASME Trans., July 1951, p. 687-696)
- (29) ; D.D. FULLER -
Theory and Praticce of Lubrication for Engineers (Wiley, 1956, New-York, p. 50)
- (30) M. REINER -
Rhéologie théorique (Dunod, Paris, 1955, p. 78-83 et 156).
- (31) M. MARGULES -
Über die Bestimmung des Reibungs und Gleitungscoefficienten aus ebenen Bewegungen einer Flüssigkeit (Wien, Sitzungsber, 2A; 83, 588, 1881)
- (32) M. REINER et R. RIWLIN -
Die Theorie der Strömung einer elastischen Flüssigkeit im Couette-Apparat (Koll. Zeitsch. XLIII, 1, 1927, p. 1-5)
- (33) L. PRANDTL -
Guide à travers la mécanique des fluides. (Dunod, Paris, 1952, p. 135)

- (34) G.I. TAYLOR -
On stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders
(Phil. Trans. Roy. Soc. London, ser.A, Vol 223, 1923)
- (35) R. COMOLET -
Mécanique Expérimentale des Fluides - Tome II (Ed. Masson et Cie, 1963,
p. 39-40)
- (36) Metals Reference Book - Vol. II (Butt. Scient. Publ. London, 1955, p. 636
à 640)
- (37) L.S. MARKS -
Mechanical Engineers Handbook (5^e Ed., Mc Graw-Hill Book Co, 1951,
p. 232, 281, 621)
- (38) M. BRUNNER et R. PEDRINI -
Prüfung von Schmiermitteln auf ihre Schmierfähigkeit mit dem Wieland -
und Vierkugelapparat (Schw. Arch. für angew. Wiss. und Tech., 21,
Nr 6-8 et 12, 1955)
- (39) T.B. LANE -
The Flash Temperature Parameter : A criterion for assessing E.P.
Performance on the Four-Ball Machine (Jour. Inst. Petr., Vol 43,
N. 402, Juin 1957, p. 181-183)
- (40) W.H. Mc ADAMS -
Transmission de la chaleur (Dunod, Paris - 1961, p. 186-204, 508, 539)
- (41) Metals Handbook, Vol. I, 8^e Ed. ASM - 1961, p. 863-4.
- (42) P.P. MATVEEVSKII -
On the Frictional Regime in oil testing on the Four-ball-Machine (Fric-
tion and Wear in Machinery, Trad. ASME, Vol. 12, 1958, p. 277-283)

TABLE DES MATIERES

	page
<u>INTRODUCTION</u>	1
<u>CHAPITRE I</u>	
ETUDE DU POUVOIR LUBRIFIANT	5
I - Description de la machine d'essai	7
II - Etude des conditions de contact	8
III - Mode opératoire	11
IV - Courbes usure-charge	13
V - Résultats	15
VI - Discussion des résultats	23
A - Les huiles	25
B - Les eutectiques	28
VII - Conclusion	30
<u>CHAPITRE II</u>	
ETUDE DE LA VISCOSITE	31
I - Loi de Newton	32
II - Viscosimètre de Couette	32
III - Appareillage d'essai	35
IV - Régimes d'écoulement	37
V - Elévation de température due au cisail- lement	38
VI - Système de mesure et étalonnage	40
VII - Mesures de la viscosité	41
A - Vérification du fonctionnement du viscosimètre	41
B - Essais avec les eutectiques	43
C - Viscosités des huiles	47
VIII - Conclusion	47

CHAPITRE III

ETUDE DU POUVOIR D'EVACUATION CALORIFIQUE	49
I - Transmission de la chaleur dégagée par frottement	49
A - Par le film du lubrifiant	50
B - Par le mandrin porte-bille	51
C - Par les billes fixes à la coupelle	52
D - Par les billes au lubrifiant	52
II - Montage expérimental	57
III - Résultats	59
IV - Conclusion	60

<u>CONCLUSIONS</u>	61
--------------------	----

<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	63
----------------------	----

DEUXIEME THESE

Propositions données par la Faculté

LE ROLE DES ADDITIFS DANS LES HUILES
MINERALES POUR MOTEURS

Vu :

Les Membres du Jury,

C. EYRAUD

L. SICARD

M. GODET

Vu et approuvé :

Le Doyen de la Faculté des Sciences,

J. BRACONNIER

Vu et accordé le permis d'imprimer :
Lyon, le 24 décembre 1964.

Le Recteur,
Président du Conseil de l'Université,

P. LOUIS

